



Universidad Nacional Mayor de San Marcos
Universidad del Perú. Decana de América

Dirección General de Estudios de Posgrado
Facultad de Ciencias Físicas
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos

**Diseño, cálculo y análisis de sensibilidad de
intercambiador de calor para condensación de
refrigerante R-134a en ciclo de refrigeración industrial**

MONOGRAFÍA TÉCNICA

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

Modalidad M-3

AUTOR

Martín Jesús CRUZ ALVARADO

Lima, Perú

2018



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

Referencia bibliográfica

Cruz, M. (2018). *Diseño, cálculo y análisis de sensibilidad de intercambiador de calor para condensación de refrigerante R-134a en ciclo de refrigeración industrial*. [Monografía técnica de pregrado, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Ciencias Físicas, Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos]. Repositorio institucional Cybertesis UNMSM.



UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS

(Universidad del Perú, Decana de América)

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA DE FLUIDOS

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE MONOGRAFÍA TÉCNICA PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO DE FLUIDOS POR LA MODALIDAD M3, SUFICIENCIA PROFESIONAL

Siendo las 13:00 horas del día martes 24 de julio de 2018 en el Auditorio de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos, bajo la presidencia del Dr. Ing. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES y con la asistencia del Mg. Ing. ELISEO PAEZ APOLINARIO y del Mg. Ing. LOZANO PEDRO SÁNCHEZ CORTEZ, miembros del Jurado Examinador de Monografía Técnica, de conformidad con la Resolución Rectoral N° 01934-R-02 que aprueba las diferentes modalidades de titulación profesional, se dio inicio a la Sesión Pública de Sustentación de Monografía Técnica en la que el Bachiller MARTÍN JESÚS CRUZ ALVARADO puso a consideración del Jurado Examinador su trabajo de Monografía Técnica como parte de los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos por la Modalidad M3, Suficiencia Profesional.

El Presidente del Jurado Examinador dio lectura del Resumen del Expediente e invitó al Bachiller MARTÍN JESÚS CRUZ ALVARADO, a realizar la exposición de su trabajo titulado "DISEÑO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DE INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA CONDENSACIÓN DE REFRIGERANTE R-134A EN CICLO DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL" durante un tiempo de 30 minutos.

Concluida la exposición del candidato, y luego de las preguntas de rigor de parte del Jurado Examinador, el Presidente invitó al Bachiller a abandonar momentáneamente la sala de sesión para dar paso a la deliberación y calificación correspondiente. Se procedió a promediar la nota final obtenida en los cursos del Ciclo de Actualización Profesional (CAP), y el resultado se promedió a su vez con la nota de sustentación de la monografía para hallar el promedio final.

Al término de la deliberación del jurado, se invitó al candidato a regresar a la sala de sesión para dar lectura a la calificación final obtenida, la misma que fue:

.....DIECISIETE..... 17.....

El Presidente del Jurado Examinador, Dr. Ing. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES, a nombre de la Nación y de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, declaró al Bachiller MARTÍN JESÚS CRUZ ALVARADO Ingeniero Mecánico de Fluidos.

Siendo las 14:00 horas del mismo día, se levantó la sesión.


Dr. Ing. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES
Presidente de Jurado Examinador


Mg. Ing. ELISEO PAEZ APOLINARIO
Miembro de Jurado Examinador


Mg. Ing. LOZANO PEDRO SÁNCHEZ CORTEZ
Miembro de Jurado Examinador

Dedicatoria

El presente trabajo monográfico está dedicado a Dios por regalarnos la vida, a mi madre Consuelo que me ve desde el cielo, a mi padre Martín y a su esposa María Isabel, a mis hermanos Javier, Mary y a mi novia y compañera ideal, Ivonne; dedico el presente trabajo para ellos por ser la base de mi formación y felicidad.

Agradecimientos

Además de mi familia por su incondicional apoyo y sus muestras interminables de afecto y estima, es importante mostrar mi gratitud con Ivonne

Silvera Muñoz por todo lo que significa en mi vida, por los grandiosos momentos felices vividos a su lado y por el impulso a mejorar que me brindan nuestros proyectos a futuro juntos. Quisiera agradecer y destacar la labor de los docentes de la EAPIMF por su labor y contribución en el proceso de formación de todos los que tuvimos la honra de cursar estudios en dicha casa.

Deseo mencionar también a mis grandes amistades, Lusiana y Carlos, los cuales, mediante exigencias, recomendaciones y consejos me han inclinado a mejorar tanto en el aspecto personal como en el profesional. Mención aparte merece Ronald Rodríguez, gran amigo mío también, quien me acompañó durante parte del desarrollo de este trabajo brindando su siempre valioso y muy útil punto de vista.

Resumen

Se lleva a cabo el diseño y cálculo de un condensador, que tiene la función de condensar un flujo interno de refrigerante R-134a desde vapor saturado hasta líquido saturado usando el recurso más asequible: aire ambiental. En el Capítulo 1, se dan informaciones generales acerca de la intención del estudio llevado a cabo descrito en la monografía, se definen los objetivos y los alcances. En el Capítulo 2, se sientan las bases teóricas de las correlaciones entre variables a emplear, todas ellas sustentadas debidamente mediante referencias bibliográficas. Ya en el Capítulo 3, a criterio del diseñador, se elige un núcleo de banco de tubos sin aletas tomando como referencia un núcleo equivalente aleteado estudiado en referencias bibliográficas clásicas de intercambiadores de calor. En este capítulo se aprecia también las condiciones para el diseño las cuales involucran datos de presión en el ingreso del refrigerante y área de instalación de intercambiador conocida (área frontal del arreglo de tubos). Se asumen valores iniciales para ciertas variables lo que deriva en un proceso de cálculo iterativo, en el cual debe verificarse si los valores inicialmente supuestos resultaron correctos o deben seguir reajustándose hasta que la variación iteración a iteración sea despreciable. El cálculo se repite para distintas condiciones de velocidad de ingreso de aire permitiendo estudiar el impacto que esta tiene en los diversos parámetros de salida del diseño. Para finalizar, en el Capítulo 4, se analizan los resultados obtenidos, permitiendo identificar la dimensión del intercambiador que se requerirá dependiendo de la capacidad del mecanismo de forzamiento de flujo de aire del cual se disponga.

Palabras clave: intercambiador de calor, condensación dentro de tubos horizontales, estudio de sensibilidad, banco de tubos, convección forzada

Tabla de Contenido

CAPÍTULO 1 - GENERALIDADES	1
1.1. Introducción	1
1.2. Problemática y problema a solucionar	2
1.3. Objetivos de la monografía	2
1.3.1. Objetivo General	2
1.3.2. Objetivos específicos	3
1.4. Delimitación del estudio del tema	3
CAPÍTULO 2 - MARCO TEÓRICO	5
2.1. Notación a emplear	5
2.2. Correlaciones de variables geométricas	7
2.3. Correlaciones generales de variables de flujo	8
2.4. Correlaciones térmicas generales	9
2.5. Conducción unidimensional en régimen estable	10
2.6. Convección forzada por flujo externo en banco de tubos	10
2.7. Caída de presión en banco de tubos	13
2.8. Condensación de película en tubos horizontales:	15
2.9. Ciclo de refrigeración industrial	16
CAPITULO 3 – DISEÑO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DEL CONDENSADOR	19
3.1. Condiciones iniciales	19
3.2. Diseño del condensador	20

3.2.1.	Características del arreglo de tubos metálicos	20
3.2.2.	Características del flujo de refrigerante interno	23
3.2.3.	Características del flujo de aire externo	24
3.2.4.	Propiedades termofísicas del acero inoxidable AISI 304L austenítico a las condiciones iniciales.....	24
3.2.5.	Propiedades termofísicas del refrigerante R-134a (flujo interno) a las condiciones iniciales	25
3.2.6.	Propiedades termofísicas del aire (flujo externo) a las condiciones iniciales... ..	26
3.3.	Metodología de cálculo.....	26
3.3.1.	Cálculos de ingeniería.....	34
3.4.	Análisis de sensibilidad.....	49
3.5.	Evaluación los resultados.....	51
CAPÍTULO 4 – CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		53
4.1.	Conclusiones	53
4.2.	Recomendaciones	54
BIBLIOGRAFÍA		56
APÉNDICE.....		60
A.1.	Propiedades termodinámicas del refrigerante R-134a	60
A.2.	Propiedades termodinámicas del aire.....	63
A.3.	Metodología para interpolación de datos para las propiedades de las sustancias	64
A.4.	Metodología para la obtención precisa de valores de f y X a partir de curvas experimentales	66

Lista de Tablas

Tabla 1. Valores de C y m para la correlación de Zhukauskas. Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 380). Adaptado por el autor.....	12
Tabla 2. Valores de C_2 para la corrección de la correlación de Zhukauskas para $N_L < 20$. Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 380). Adaptado por el autor.....	12
Tabla 3. Dimensiones y presiones de trabajo de tubería de cédula (PIPE) ASTM A312. Fuente: (JN aceros, s.f.). Adaptado por el autor.	22
Tabla 4. Datos iniciales del arreglo de tubos metálicos. Fuente: Elaboración propia .	23
Tabla 5. Datos iniciales del flujo de refrigerante interno. Fuente: Elaboración propia	24
Tabla 6. Datos iniciales del flujo de aire externo. Fuente: Elaboración propia	24
Tabla 7. Datos iniciales del arreglo de tubos metálicos. Propiedades térmicas. Fuente: (GoodFellow), (Irestal Group, s.f.). Adaptado por el autor	25
Tabla 8. Propiedades termodinámicas del refrigerante-134a a la presión de ingreso del flujo interno. Fuente: Elaboración propia	25
Tabla 9. Propiedades termodinámicas del aire a la temperatura y presión de ingreso del flujo externo. Fuente: Elaboración propia	26
Tabla 10. Lista de ecuaciones y expresiones a emplear en el cálculo del condensador. Fuente: Elaboración propia	27
Tabla 11. Propiedades termodinámicas del aire para el valor inicial de \bar{T}_c	37
Tabla 12. Propiedades termodinámicas del aire para el valor inicial de $T_{s,c} \approx T_{s,h} \approx T_{sat}$	39
Tabla 13. Resultados de la tercera iteración para $V_{c,i} = 8m/s$	44

Tabla 14. Resultados de distintos diseños para condiciones de velocidad de aire distintas. Fuente: Elaboración propia.....	49
Tabla A. 1. Propiedades termodinámicas del refrigerante-134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano). Primer grupo de propiedades. Fuente: (Van Wylen, Sonntag, & Borgnakke, 1999, pág. 786), (Coronel Toro, 2006, pág. 14). Adaptado por el autor	60
Tabla A. 2. Propiedades termodinámicas del refrigerante-134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano). Segundo grupo de propiedades. Fuente: (Vidal Robles, pág. 855) datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado	62
Tabla A. 3. Propiedades del aire como gas ideal. Fuente: (Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011)	63

Lista de Figuras

Figura 1. Notación empleada para las medidas geométricas del arreglo de tubos a calcular: (a) Vista de perfil, (b) Vista frontal. Fuente: Elaboración propia	6
Figura 2. Factor de pérdida de presión f para banco de tubos escalonados. Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, págs. 383, Fig.7.14)	14
Figura 3. Factor de corrección de pérdida de presión χ para banco de tubos escalonados. Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, págs. 383, Fig.7.14)	15
Figura 4. Superficie 7.75-5/8T. Fuente: F-Chart Software (F-Chart Software, s.f.) a partir de los datos originales de Kays & London (Kays & London, 1984)	21
Figura 5. Diagrama de flujo para el cálculo del condensador. Primera parte (continúa en la hoja siguiente según su conector “A”). Fuente: Elaboración propia.....	32
Figura 6. Diagrama de flujo para el cálculo del condensador. Segunda parte. Fuente: Elaboración propia	33
Figura 7. Factor de pérdida de presión para banco de tubos escalonados (para $V_{c,i} = 8$ m/s). Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 383). Adaptado por el autor.	45
Figura 8. Factor de corrección de pérdida de presión para banco de tubos escalonados (para $V_{c,i} = 8$ m/s). Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 383). Adaptado por el autor.	46
Figura 9. Dibujo CAD 3D del arreglo de tubos correspondiente para $V_{c,i} = 8$ m/s. Vista frontal. Fuente: Elaboración propia	47
Figura 10. Dibujo CAD 3D del arreglo de tubos correspondiente para $V_{c,i} = 8$ m/s. Vista isométrica. Fuente: Elaboración propia	47
Figura 11. Dibujo CAD 3D del arreglo de tubos correspondiente para $V_{c,i} = 8$ m/s. Vista de perfil. Fuente: Elaboración propia.....	48

Figura 12. Dibujo CAD 3D del arreglo de tubos correspondiente para $V_{c,i} = 8m/s$. Vista de planta. Fuente: Elaboración propia	48
Figura 13. Temperatura de flujo de aire a la salida y en la superficie del tubo vs. velocidad de ingreso de aire. Fuente: Elaboración propia.	49
Figura 14. Coeficiente convectivo promedio de flujo externo para todo el arreglo de tubos vs. velocidad de ingreso de aire. Fuente: Elaboración propia.	50
Figura 15. Número de filas en la dirección y volumen total del intercambiador vs. velocidad de ingreso de aire. Fuente: Elaboración propia.	50
Figura 16. Caída de presión del aire al circular a través del intercambiador vs. velocidad de ingreso de aire. Fuente: Elaboración propia.	51
Figura A. 1. Interpolación lineal entre dos valores conocidos de una tabla.	65
Figura A. 2. Proceso de extracción de información de curvas punto a punto.	67
Figura A. 3. Interpolación lineal sobre el plano log-log	68
Figura A. 4. Interpolación lineal sobre el plano log-lineal	69
Figura A. 5. Vista parcial de la hoja de cálculo para la determinación de f	71
Figura A. 6. Vista parcial de la hoja de cálculo para la determinación de X	72

CAPÍTULO 1 - GENERALIDADES

1.1. Introducción

Los intercambiadores de calor son ampliamente usados en diversas industrias tales como HVAC, energía, agroindustria, petróleo y gas, automovilística, aeroespacial, química, por mencionar algunas; por tal motivo es determinante poder conocer y predecir de manera acertada el comportamiento de estos equipos con la finalidad de cumplir con los requerimientos de enfriamiento, calentamiento o cambio de fase del fluido principal de trabajo.

Es siempre importante lograr estas variaciones térmicas del fluido principal a costas de un intercambiador menos voluminoso, de menor demanda energética para su operación y que brinde facilidades de fabricación y mantenimiento.

Se conoce como intercambiador de calor a todo aquel dispositivo que propicie la transferencia de energía térmica entre dos fluidos a diferentes temperaturas. Existen los que logran esta transferencia mediante el contacto directo de los fluidos y otros en los que paredes sólidas actúan de intermediarios (Incropera & DeWitt, 1999). Estos segundos son los que hasta el momento han sido históricamente más usados y para los cuales existen diversas opciones de diseño ya sea mediante el uso de software especializado, o mediante el cálculo manual apoyado en el uso de tablas, gráficos y correlaciones obtenidas de manera empírica y que han demostrado brindar suficiente precisión para fines de aplicación práctica de la ingeniería. Para este trabajo monográfico se propone el uso del enfoque analítico empleando para el cálculo los conceptos, metodologías y conocimientos en general relacionados con las disciplinas

de Dinámica de Fluidos, Termodinámica, Transferencia de Calor e Intercambiadores de Calor, todas ellas disciplinas recibidas durante la formación en Ingeniería Mecánica de Fluidos en la UNMSM (Lima, Perú).

1.2. Problemática y problema a solucionar.

El problema identificado es la necesidad de determinar las dimensiones necesarias y condiciones de operación que debe tener el intercambiador de calor para lograr la condensación de fluido refrigerante empleado en HVAC industrial. En una operación de planta es realmente un problema no conocer estos parámetros con un nivel aceptable de precisión, ya que el sobre o sub-dimensionamiento puede acarrear problemas serios, sea por pérdidas de eficiencia (sub-dimensionamiento) en los ciclos termodinámicos para los cuales trabaja el fluido a enfriar (por no alcanzar condiciones óptimas de temperatura) o sea por diseños demasiado robustos, muy costosos e ineficientes (sobre-dimensionamiento).

1.3. Objetivos de la monografía

La intención del desarrollo del tema tratado en esta monografía será expuesta en las dos siguientes secciones.

1.3.1. Objetivo General

El objetivo general de la presente monografía es el diseño y cálculo de un intercambiador de calor de flujo forzado que debe cumplir la función de condensar el flujo de refrigerante R-134a desde un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado a determinadas condiciones de ingreso (flujo másico y presión).

1.3.2. Objetivos específicos

Entre los objetivos específicos se pueden mencionar

- a. Determinar la dimensión total del intercambiador para cumplir con su propósito de funcionamiento. Por requerimiento de facilidad de instalación, se desea que el intercambiador cumpla con un área frontal específica por lo tanto la longitud total del arreglo de tubos será la variable que determine unívocamente el volumen total necesitado.
- b. Evaluar los distintos diseños de intercambiador requeridos para distintas condiciones de flujo de incidencia de aire a condiciones ambientales.
- c. Analizar la pérdida de presión que sufre el aire al fluir a través del condensador.
- d. Obtener información de referencia para la selección del dispositivo de forzamiento de flujo.

1.4. Delimitación del estudio del tema

El diseño y cálculo del condensador realizado en esta monografía se limita a:

- Cálculo desde el punto de vista fluidodinámico-térmico, excluyendo cálculos de resistencia estructural y de costos de fabricación.
- El análisis calcula el equipo en condiciones de estado estable, quedando fuera del alcance de este diseño el conocer la operación del equipo en régimen de arranque y parada.
- Queda fuera del alcance de este trabajo la corroboración experimental de los datos resultantes que se asumen correctos por basarse en correlaciones ya comprobadas por diversos investigadores a lo largo del tiempo.

- No se piensa fabricar el equipo por lo que no está contemplada la elaboración de planos de fabricación, de detalle y/o montaje.

CAPÍTULO 2 - MARCO TEÓRICO

2.1. Notación a emplear

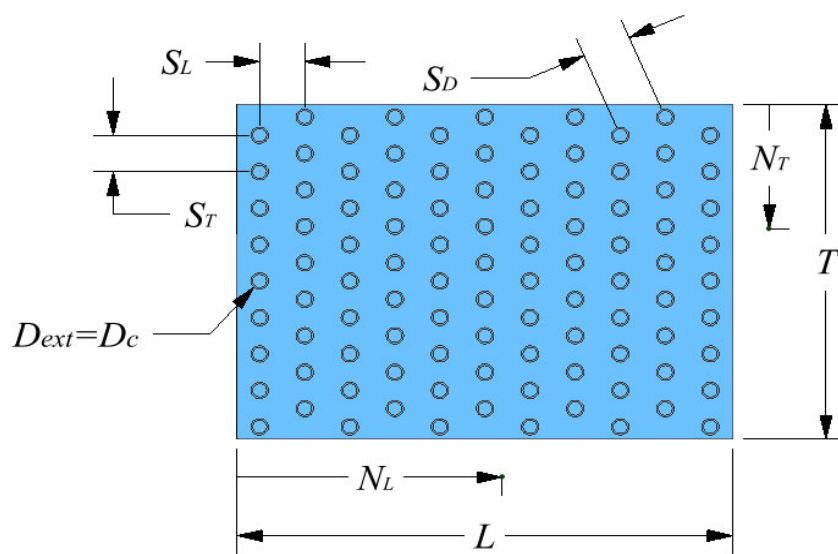
Para el óptimo entendimiento de las fórmulas y correlaciones que serán expuestas en este capítulo y que serán usadas durante el desarrollo de los cálculos y análisis de resultados (Capítulo 3) se propone la siguiente notación de índices:

- c: flujo frío (cold, en inglés), este subíndice hace referencia al flujo que absorbe el calor del fluido caliente. Para el caso particular de este estudio corresponde al flujo externo de aire
- h: flujo caliente (hot, en inglés), este subíndice hace referencia al flujo que brinda el calor al fluido frío. Para el caso particular de este estudio corresponde al flujo interno de refrigerante R-134a
- i: sección de entrada (inlet, en inglés), este subíndice hace referencia a la región de ingreso del flujo correspondiente. En algunos textos, p. ej. en el de Kays & London (Kays & London, 1984), este índice se denota como “1”.
- o: sección de salida (outlet, en inglés), este subíndice hace referencia a la región final del flujo correspondiente. En algunos textos, p. ej. en el de Kays & London (Kays & London, 1984), este índice se denota como “2”.
- g: fase vapor dentro del tubo (serpentín) de condensación.
- f: fase líquida dentro del tubo (serpentín) de condensación.

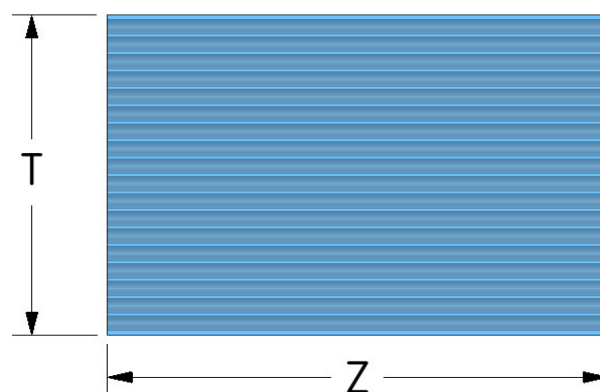
Esta notación de índices es la misma que se emplea en los textos de diseño y cálculo de intercambiadores de calor, ya sea los de nivel introductorio (Incropera & DeWitt, 1999), (Jaramillo, 2007) como los textos más especializados (Rohsenow, Hartnett, &

Cho, 1998), (Kays & London, 1984), (Kakaç, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012) y (International Centre for Heat and Mass Transfer, 1983).

Es importante también quedar familiarizado con la notación empleada para las dimensiones geométricas del equipo a calcular. Esta notación está de la mano con las referencias anteriormente citadas, principalmente con lo expuesto en (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 378).



(a)



(b)

Figura 1. Notación empleada para las medidas geométricas del arreglo de tubos a calcular: (a) Vista de perfil, (b) Vista frontal. Fuente: Elaboración propia

Con referencia a la *Figura 1* se tiene:

T	: Longitud total del arreglo de tubos en la dirección transversal al flujo
L	: Longitud total del arreglo de tubos en la dirección paralela al flujo
Z	: Longitud axial de los tubos
S_T	: Distancia en dirección transversal al flujo entre filas de tubos sucesivas
S_L	: Distancia en dirección paralela al flujo entre filas de tubos sucesivas
S_D	: Distancia de eje a eje entre dos tubos de filas sucesivas
N_T	: Número de filas en la dirección transversal al flujo
N_L	: Número de filas en la dirección paralela al flujo
$D_{ext} (= D_c)$: Diámetro exterior de la tubería
$D_{int} (= D_h)$: Diámetro interior de la tubería (no se muestra explícitamente en la figura)

2.2. Correlaciones de variables geométricas

Considerando lo descrito en la sección anterior. El área de la sección de ingreso del fluido caliente (R-134a) es:

$$A_{h,i} = \frac{\pi D_h^2}{4} \quad Ec. 2. 1$$

El área de la sección de ingreso del fluido frío (aire) es:

$$A_{c,i} = T Z \quad Ec. 2. 2$$

El número total de tubos es:

$$N = N_L N_T \quad Ec. 2. 3$$

El largo total del arreglo de tubos es:

$$L = S_L N_L \quad Ec. 2. 4$$

El área de transferencia de calor para el flujo interno es:

$$A_h = \pi D_h Z N \quad \text{Ec. 2. 5}$$

El área de transferencia de calor para el flujo externo es:

$$A_c = \pi D_c Z N \quad \text{Ec. 2. 6}$$

El volumen total del banco de tubos es:

$$Vol = T Z L \quad \text{Ec. 2. 7}$$

El número de filas en la dirección transversal al flujo es:

$$N_T = \frac{T}{S_T} \quad \text{Ec. 2. 8}$$

N_T debe ser un número entero, por lo que si de la fórmula anterior resulta en un valor decimal, entonces debe aproximarse como el mayor entero menor a N_T ; esto pues según lo que se verá en la Sección 3.2.1, para el diseño se tiene la restricción de área de instalación de intercambiador conocida, es decir con valores fijos para T y Z . En caso elegir la otra posibilidad (N_T igual al número entero inmediato superior) tendríamos un intercambiador cuya longitud transversal sería mayor a T y no encajaría en el área disponible para instalación.

2.3. Correlaciones generales de variables de flujo

La velocidad de ingreso del flujo caliente (R-134a) está dada por:

$$V_{h,i} = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{h,i} A_{h,i}} \quad \text{Ec. 2. 9}$$

El número de Reynolds del flujo caliente (R-134a):

$$Re_{h,i} = \frac{\rho_{h,i} V_{h,i} D_h}{\mu_{h,i}} \quad \text{Ec. 2. 10}$$

El flujo másico de fluido frío (aire) es:

$$\dot{m}_c = \rho_{c,i} V_{c,i} A_{c,i} \quad \text{Ec. 2. 11}$$

2.4. Correlaciones térmicas generales

Por conservación de energía, el calor brindado por el fluido caliente es igual al calor recibido por el fluido frío, así:

$$q = q_c = q_h \quad \text{Ec. 2. 12}$$

Según Van Wylen (Van Wylen, Sonntag, & Borgnakke, 1999, pág. 160) para un proceso en régimen permanente con flujo estable, con una sola entrada y una sola salida y suponiendo cambios despreciables en energía cinética y potencial, se tiene:

$$q_h = \dot{m}_h h_{fg} = \dot{m}_h (h_g - h_f) \quad \text{Ec. 2. 13}$$

Donde \dot{m}_h es el flujo másico de fluido, h_g y h_f son las entalpías del flujo de ingreso (fase vapor) y de salida (fase líquida).

La temperatura media del fluido frío (aire) está dada por:

$$\bar{T}_c = \left(\frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \right) \quad \text{Ec. 2. 14}$$

Según Van Wylen (Van Wylen, Sonntag, & Borgnakke, 1999, pág. 139) para gases ideales (aire) y considerando un valor promedio del calor específico:

$$q = q_c = \dot{m}_c \bar{c}_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}); \quad \bar{c}_{p,c} : \text{calor específico a } \bar{T}_c$$

$$\Rightarrow T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{q}{\dot{m}_c \bar{c}_{p,c}} \quad \text{Ec. 2. 15}$$

Por la ley de enfriamiento de Newton para flujo interno (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 427):

$$q = q_h = \bar{h}_h A_h (T_{sat,h} - T_{s,h})$$

$$\Rightarrow T_{s,h} = T_{sat,h} - \frac{q}{h_h A_h} \quad Ec. 2. 16$$

2.5. Conducción unidimensional en régimen estable

Según (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 92) para conducción unidimensional en estado estable se tiene el concepto de resistencia térmica.

Para el caso en estudio tenemos un sistema de tuberías en el cual la conducción a través del espesor de la pared se da en dirección radial, entonces la resistencia térmica promedio del arreglo de tubos es:

$$R_{t,tub} = \frac{Ln\left(\frac{D_c}{D_h}\right)}{2\pi L' k} \quad Ec. 2. 17$$

Donde L' es la longitud axial total del arreglo de tubos: $L' = NZ$ (despreciando codos)

De (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 91) se tiene la relación entre las temperaturas en las superficies externas e internas del tubo:

$$q = \frac{(T_{s,h} - T_{s,c})}{R_{t,tub}}$$

$$\Rightarrow T_{s,c} = T_{s,h} - q R_{t,tub} \quad Ec. 2. 18$$

2.6. Convección forzada por flujo externo en banco de tubos

Según Zhukauskas (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 380) para flujo forzado externo en un banco de tubos transversal se tiene:

$$\overline{Nu}_{D,c} = \overline{h}_c \frac{D_c}{k_c} = C C_2 Re_{D,max,c}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0.7 < Pr < 500 \\ 1000 < Re_{D,max} < 3 \times 10^6 \end{array} \right]$$

Con todas las propiedades térmicas evaluadas en \overline{T}_c , salvo Pr_s que se evalúa a $T_{s,c}$

$$\Rightarrow \overline{h}_c = \left(\frac{k_c}{D_c} \right) C C_2 Re_{D,max,c}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} \quad Ec. 2. 19$$

Donde:

$$Re_{D,max,c} = \frac{\rho_{c,i} V_{max,c} D_c}{\mu_{c,i}} \quad Ec. 2. 20$$

Según (Incropera & DeWitt, 1999, págs. 378,379):

$$V_{max,c} = \begin{cases} \text{Si se cumple la condición de } V_{max,c} : V_{max,c} = \frac{S_T}{2(S_D - D_c)} V_{c,i} \\ \text{No se cumple la condición de } V_{max,c} : V_{max,c} = \frac{S_T}{S_T - D_c} V_{c,i} \end{cases} \quad Ec. 2. 21$$

La condición de $V_{max,c}$:

$$Si \ S_D < \frac{S_T + D_c}{2} \quad Ec. 2. 22$$

La distancia eje a eje entre filas es:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2} \quad Ec. 2. 23$$

Los valores para C y m en la Ec. 2. 19 se obtienen de la tabla siguiente:

Tabla 1. Valores de C y m para la correlación de Zhukauskas. Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 380). Adaptado por el autor

Configuración	$Re_{D,max}$	C	m
Alineado	$10 - 10^2$	0.80	0.40
Escalonado	$10 - 10^2$	0.90	0.40
Alineado	$10 - 10^3$	Se aproxima como un cilindro único (aislado)	
Escalonado	$10 - 10^3$		
Alineado ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
Escalonado ($S_T/S_L < 2$)	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35 (S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Escalonado ($S_T/S_L > 2$)	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.4	0.60
Alineado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Escalonado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aPara $S_T/S_L < 0.7$, la transferencia de calor es ineficiente y tubos alineados no deben usarse

Para acceder a esta tabla es importante tener calculada la relación entre pasos:

$$\frac{S_T}{S_L} \quad \text{Ec. 2. 24}$$

La ecuación Ec. 2. 19 si $N_L \geq 20$ entonces $C_2 = 1.0$. Si $N_L < 20$ se usa el valor de C_2

como factor de corrección, de manera que:

$$\overline{Nu_{D,c}} \Big|_{(N_L < 20)} = C_2 \overline{Nu_{D,c}} \Big|_{(N_L \geq 20)}$$

Donde C_2 está dado por la tabla siguiente:

Tabla 2. Valores de C_2 para la corrección de la correlación de Zhukauskas para $N_L < 20$. Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 380). Adaptado por el autor

Para $N_L < 20$ y $Re_{D,max} \geq 10^3$		
N_L	Alineado	Escalonado
1	0.70	0.64
2	0.80	0.76
3	0.86	0.84
4	0.90	0.89
5	0.92	0.92
7	0.95	0.95
10	0.97	0.97
13	0.98	0.98
16	0.99	0.99
20	1.00	1.00

De (Incropera & DeWitt, 1999, págs. 382, Ec. 7.71), el flujo de calor del banco de tubos por unidad de longitud axial es:

$$q' = \frac{q}{Z} = (N_L N_T) (\bar{h}_c \pi D_c \Delta T_{ml,c})$$

Entonces el número de tubos en la dirección paralela al flujo está dado por:

$$\Rightarrow N_L = \frac{q}{\bar{h}_c \Delta T_{ml,c} \pi D_c Z N_T} \quad \text{Ec. 2. 25}$$

Donde si N_L es decimal entonces debe aproximarse al valor entero inmediato superior.

Pues para la dimensión L del arreglo de tubos no tenemos restricción como sí la había para T y Z , además, en caso de elegir la situación contraria (el número mayor entero menor a N_L) caemos en la posibilidad de no garantizar el área necesaria para que se transmita la suficiente cantidad de calor.

En la Ec. 2. 25 la Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica (DTML) está dada por: (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 382. Ec. 7.69)

$$\Delta T_{ml,c} = \frac{(T_{s,c} - T_{c,i}) - (T_{s,c} - T_{c,o})}{\ln \left(\frac{T_{s,c} - T_{c,i}}{T_{s,c} - T_{c,o}} \right)} \quad \text{Ec. 2. 26}$$

2.7. Caída de presión en banco de tubos

Según Zhukauskas (Incropera & DeWitt, 1999, págs. 383, Ec. 7.72) para flujo forzado externo en un banco de tubos transversal se tiene:

$$\Delta p_c = N_L \chi \left(\frac{\rho_{c,i} V_{max,c}^2}{2} \right) f \quad \text{Ec. 2. 27}$$

Donde el valor de f se obtiene de la siguiente gráfica:

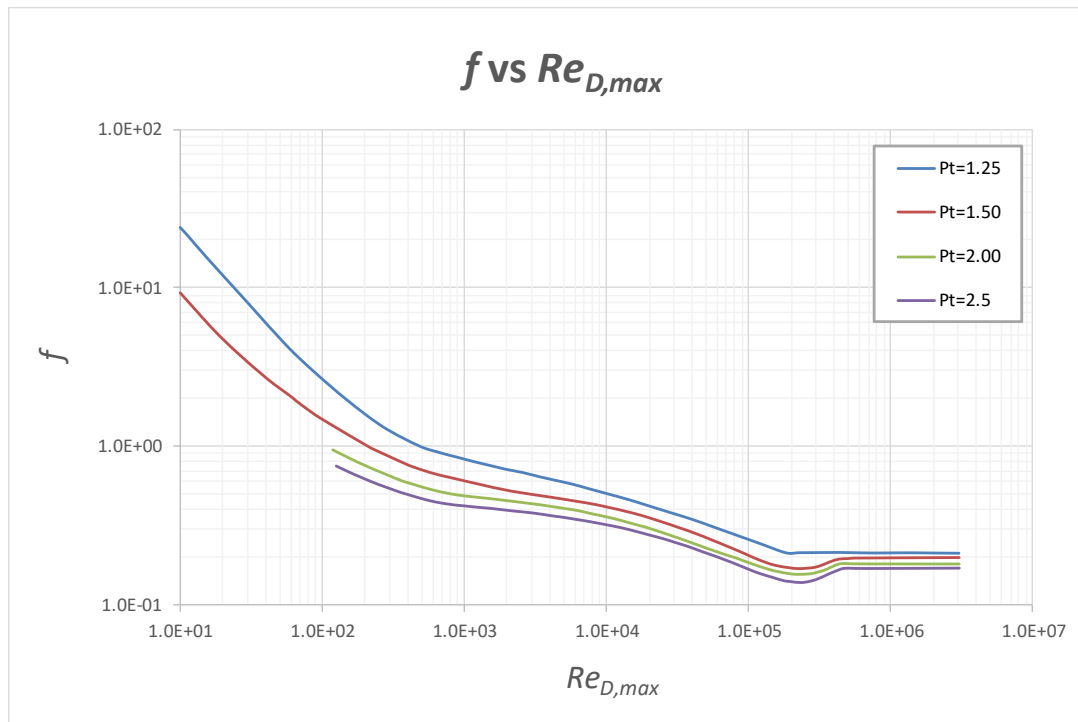


Figura 2. Factor de pérdida de presión f para banco de tubos escalonados. Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, págs. 383, Fig.7.14)

Para acceder a esta gráfica es importante tener calculado el paso transversal adimensional:

$$P_T = \frac{S_T}{D_c} \quad \text{Ec. 2. 28}$$

El valor de χ en la Ec. 2. 27 es determinado con la gráfica siguiente:

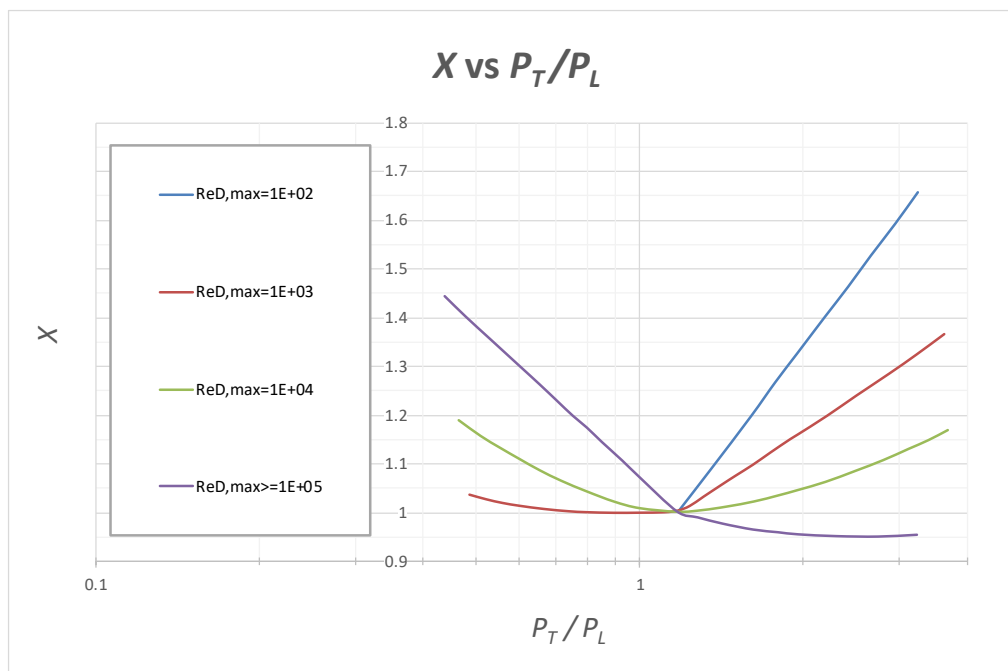


Figura 3. Factor de corrección de pérdida de presión χ para banco de tubos escalonados. Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, págs. 383, Fig.7.14)

Para acceder a esta gráfica es importante tener calculada la relación entre pasos $\frac{P_T}{P_L}$:

$$P_L = \frac{S_L}{D_c} \quad \text{Ec. 2. 29}$$

$$\Rightarrow \frac{P_T}{P_L} = \frac{S_T}{S_L} \quad \text{Ec. 2. 30}$$

2.8. Condensación de película en tubos horizontales:

Según (Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011, pág. 655), para evaluar el régimen de condensación para flujo interno en una tubería horizontal, se debe evaluar el número de Reynolds ($Re_{h,i}$) del fluido interno al ingreso (vapor). De esta manera, sí:

$$Re_{h,i} < 35000 \quad \text{Ec. 2. 31}$$

Entonces el régimen de condensación es estratificado de lo contrario es flujo es anular

Para flujos anulares, el coeficiente de convección promedio está dado por (Dobson & Chato, 1994, pág. 124) y (Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011, pág. 655):

$$\overline{Nu}_{D,h} = \frac{\overline{h}_h D_h}{k_f} = 0.023 Re_{D,f}^{0.8} Pr_f^{0.4} \left[1 + \frac{2.22}{X_u^{0.89}} \right]$$

$$\Rightarrow \overline{h}_h = \left(\frac{k_f}{D_h} \right) 0.023 Re_{D,f}^{0.8} Pr_f^{0.4} \left[1 + \frac{2.22}{X_u^{0.89}} \right] \quad Ec. 2. 32$$

Con $Re_{D,f} = \frac{4 \dot{m} (1-X)}{\pi D \mu_f}$ (subíndice f : película de líquido condensado)

Además el parámetro de Lockhart-Martinelli turbulento-turbulento (para el flujo de R-134a) se obtiene de (Dobson & Chato, 1994, pág. 4) y (Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011, pág. 655):

$$X_u = \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0.9} \left(\frac{\nu_f}{\nu_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad Ec. 2. 33$$

Donde X es la calidad promedio en toda la tubería (Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011, pág. 655) y según (Rohsenow, Hartnett, & Cho, 1998, p. 14.38) es posible asumir:

$$X = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_h} \approx 0.5 \quad Ec. 2. 34$$

2.9. Ciclo de refrigeración industrial

Según (Postigo & Cruz, 1978), se puede definir una máquina térmica como un sistema termo-mecánico en el que la sustancia de trabajo (regularmente un fluido) efectúa un ciclo térmico. Existen dos tipos de máquinas térmicas que podemos mencionar:

- Máquina térmica propiamente dicha: es aquella máquina que extrae calor de un medio a alta temperatura, hablando en términos relativos, (llamado foco térmico

de alta temperatura) y entrega parte de esta energía a un medio de menor temperatura (denominado foco de baja temperatura). La diferencia de energías puede ser aprovechada para generar trabajo. A este tipo de máquinas también se les denomina Máquinas de Potencia.

- Máquina refrigeradora: es aquella máquina que extrae calor de un medio a baja temperatura, hablando en términos relativos, (llamado foco térmico de baja temperatura) y entrega esta energía a un medio de mayor temperatura (denominado foco de alta temperatura), esto es posible con la aplicación de cierta cantidad de trabajo. Dependiendo del objetivo de la máquina refrigeradora, esta puede denominarse:
 - Máquina refrigeradora propiamente dicha: su fin principal es extraer calor del foco térmico de baja temperatura y brindar dicho calor al foco térmico de alta temperatura
 - Bomba de calor: su fin principal es brindar calor al foco térmico de alta temperatura a partir de la energía extraída del foco térmico de baja temperatura.

En la práctica existen varios procedimientos para lograr la refrigeración, estos pueden clasificarse de la siguiente manera:

- Ciclo de refrigeración por compresión de vapor
- Ciclo de refrigeración por absorción
- Ciclo de refrigeración por compresión de gas
- Refrigeración al vacío
- Refrigeración termoeléctrica
- Criogenia

Para el estudio presentado en esta monografía, es de mayor relevancia el ciclo de refrigeración por compresión de vapor el cual es ampliamente usado en la industria debido a su simplicidad en cuanto a equipamiento e instalación. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor puede idealizarse como un ciclo Clausius-Rankine inverso, y por tanto sus componentes esenciales son:

- Condensador
- Válvula de expansión o sistema de expansión
- Evaporador
- Compresor

Esta monografía muestra un procedimiento de cálculo para uno de estos componentes, el condensador, tomando como condiciones de operación un conjunto de parámetros genéricos propios de aplicaciones en refrigeración industrial.

CAPITULO 3 – DISEÑO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DEL CONDENSADOR

3.1. Condiciones iniciales

Tal cual fue indicado en el Capítulo 1, existe la necesidad de calcular un intercambiador de calor el cual garantice la condensación de vapor saturado a líquido saturado para refrigerante R-134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano).

El condensador se calculará considerando el flujo de R-134a como flujo interno dentro de un banco de tubos todos ellos conectados de manera secuencial (varios pasos) y se usará aire a condiciones ambientales para realizar la extracción de calor, esto por ser el aire a dichas condiciones el agente fluido de mayor facilidad de acceso ante demanda. Las correlaciones de transferencia de calor a emplear son las correspondientes a banco de tubos paralelos y escalonados; para este estudio se asume que la influencia de los codos que unen las filas de tubos es despreciable.

Sabiendo que el cambio de fase en el flujo interno ocurre en condiciones de saturación, es decir a presión y temperatura constantes, se garantiza la mejor aplicabilidad de la correlación de Zhukauskas (Incropera & DeWitt, 1999) para el número de Nusselt promedio sobre banco de tubos, pues en ella participa el número de Prandtl (Pr_s) del fluido externo (aire) a la temperatura de la superficie externa de la tubería y al tener la temperatura superficial un valor aproximadamente constante, no se tendrá la necesidad de entrar en la aproximación de promediar la temperatura de dicha superficie a lo largo de toda su longitud para luego evaluar el Pr_s .

Debemos tener presente la notación empleada para el proceso de cálculo y para las variables geométricas, dicha notación fue descrita en la Sección 2.1 del Capítulo 2. En las secciones siguientes del presente capítulo se mostrará la notación empleada para las variables geométricas y de flujo restantes a medida que estas vayan apareciendo.

3.2. Diseño del condensador

Como punto de partida para el diseño del condensador, en esta primera parte de la sección se mostrarán los datos iniciales considerados para el diseño y cálculo del condensador, para mayor orden se mostrarán los datos agrupados según sean:

- Características del arreglo de tubos metálicos
- Características del flujo de refrigerante interno
- Características del flujo de aire externo

A partir de estos datos, se podrán obtener de las referencias bibliográficas los valores de las propiedades termofísicas de cada uno de los materiales o sustancias involucrados.

En tal sentido se tendrá la siguiente información complementaria:

- Propiedades termofísicas del acero inoxidable AISI 304L austenítico a las condiciones iniciales
- Propiedades termofísicas del refrigerante R-134a (flujo interno) a las condiciones iniciales
- Propiedades termofísicas del aire (flujo externo) a las condiciones iniciales

3.2.1. Características del arreglo de tubos metálicos

Para los tubos metálicos se ha elegido el material acero inoxidable AISI 304L austenítico pues este tiene la ventaja de presentar una capa pasiva en la superficie de la

aleación como consecuencia de la formación de un compuesto oxidado obtenido a partir de la presencia cromo y níquel. Esta capa pasiva protege el material dándole un carácter resistente a la corrosión (Cia. General de Aceros S.A., 2008).

En diversas fuentes tales como (Hastinik, S.A., s.f.), (Shanghai Katalor Enterprises Co., s.f.) y (Acero Tubo S.A. de C.V., s.f.) se puede apreciar el extenso uso de este material en la industria de intercambiadores de calor y particularmente en condensadores (Obrutsky, Acosta, Scopelliti, Méndez, & Penas, 2007).

Según (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 381) un arreglo de tubos escalonado debe preferirse en lugar de un arreglo de tubos alineado pues el flujo tortuoso que presenta el primero beneficia al incremento de las tasas de transferencia de calor. Para el diseño se empleará un arreglo de tubos escalonado.

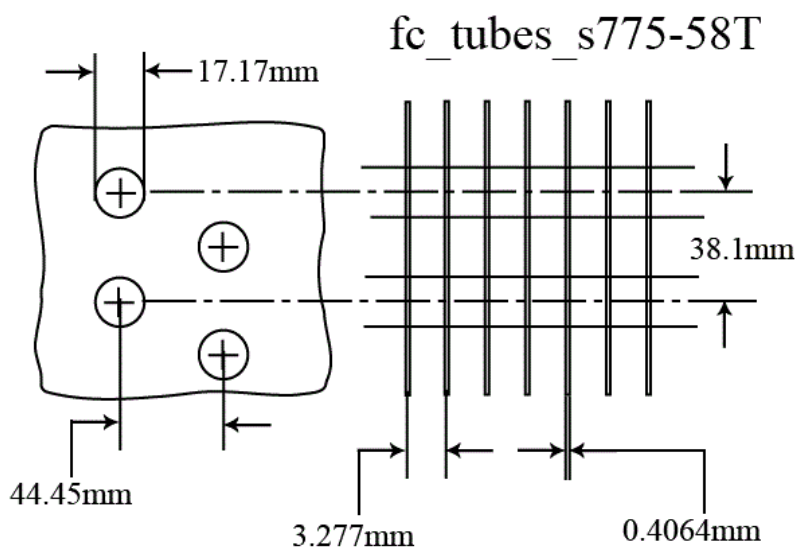


Figura 4. Superficie 7.75-5/8T. Fuente: F-Chart Software (*F-Chart Software, s.f.*) a partir de los datos originales de Kays & London (*Kays & London, 1984*)

En cuanto al arreglo específico de tubos escalonados se ha elegido el equivalente sin aletas del núcleo 7.75-5/8T (ver *Figura 4*) denominado así según los estudios de Kays

& London (Kays & London, 1984). Se decidió usar el equivalente sin aletas debido a la facilidad de fabricación que presenta respecto al núcleo aleteado 7.75-5/8T; se conservaron además las demás características geométricas para dejar abierta la posibilidad de comparar en un estudio posterior fuera del alcance de esta monografía técnica, los diferentes volúmenes de intercambiador que se logran al contrastar las situaciones con y sin aletas. Para la situación con aletas, el cálculo sería más directo que el presentado en este trabajo pues se emplearía el método $\varepsilon - NUT$ a partir de los datos experimentales obtenidos por Kays & London.

En la información para los núcleos de intercambiadores desarrollado por Kays & London no se especifica el espesor de las tuberías y por ende tampoco el diámetro interno. Este dato es por tanto dependiente del criterio del diseñador y para el presente diseño se empleará un tubo de cédula 10 según la siguiente tabla, adaptada de la información disponible en las referencias (JN aceros, s.f.).

Tabla 3. Dimensiones y presiones de trabajo de tubería de cédula (PIPE) ASTM A312. Fuente: (JN aceros, s.f.). Adaptado por el autor.*

Diámetro Nominal NPS	Diam. Ext.	Cédula 10		Cédula 40	
		Grosor de pared	Presión de trabajo	Grosor de pared	Presión de trabajo
	[mm]	[mm]	[psi]	[mm]	[psi]
1/8	10.29	1.24	4270	1.73	6170
1/4	13.72	1.65	4240	2.24	5970
3/8	17.15	1.65	3320	2.31	4810
1/2	21.34	2.11	3420	2.77	4610
3/4	26.67	2.11	2690	2.87	3750
1	33.4	2.77	2830	3.38	3510

* Según la fuente, también aplica para AISI 304L

De los diámetros nominales mostrados en tabla, el diámetro nominal de 3/8 (17.15 mm de diámetro exterior) es prácticamente el mismo valor de 17.17 mm mostrado en la

Figura 4 razón por la cual será elegido. En cuanto al espesor, basta con el correspondiente al de la cédula 10 pues, tal y como se verá en el apartado siguiente, la presión de trabajo para el presente caso es de 150 psi, valor que está muy por debajo de los 3320 psi que soporta la tubería seleccionada.

Para este trabajo se considera también que el intercambiador de calor debe cumplir con un área frontal conocida; es decir, de la *Figura 1* : L , T deben ser datos de entrada, esto para cumplir con los requerimientos de espacio disponible para la instalación del equipo. Se asumirá que el intercambiador debe ser instalado en un área definida por $T = 35\text{cm}$ y $Z = 50\text{cm}$.

Se resumen a continuación los datos iniciales del arreglo de tubos metálicos:

Tabla 4. Datos iniciales del arreglo de tubos metálicos. Fuente: Elaboración propia

Arreglo de tubos	Superficie:	7.75-5/8T from Kays and London (quitando aletas)			
	Material	Acero inox. AISI 304L austenítico			
	D_{nom}	NPS	3/8		
	$D_{ext} (= D_c)$	[mm]	17.15	[m]	0.01715
	Cédula	[]	10		
	Espesor pared	[mm]	1.65	[m]	0.00165
	$D_{int} (= D_h)$	[mm]	13.85	[m]	0.01385
	S_T	[mm]	38.10	[m]	0.0381
	S_L	[mm]	44.45	[m]	0.04445
	T	[cm]	35.00	[m]	0.35
	Z	[cm]	50.00	[m]	0.50

3.2.2. Características del flujo de refrigerante interno

De las referencias (Rangel Romero & Quinto Diez, 2008, pág. 1134) y (Parker Hannifin Corporation. Sporlan Division, pág. 4) se aprecian valores típicos para la presión y flujo de masa en un condensador. Para el caso en estudio se considerará los valores mostrados en la *Tabla 5*.

Tabla 5. Datos iniciales del flujo de refrigerante interno. Fuente: Elaboración propia

	Material R-134a			
Flujo interno (hot, h)	\dot{m}_h	[kg/h]	200	[kg/s] 0.056
	$P_{h,i}$	[psi]	150.0	[kPa] 1034.210

3.2.3. Características del flujo de aire externo

Se empleará aire a condiciones ambientales. A saber:

Tabla 6. Datos iniciales del flujo de aire externo. Fuente: Elaboración propia

	Material Aire			
Flujo externo (cold, c)	$T_{c,i}$	[°C]	15.0	[K] 288.2
	$P_{c,i}$	[psi]	14.7	[kPa] 101.325

En las siguientes secciones (3.2.4, 3.2.5 y 3.2.6) se muestran las propiedades de la sustancia de forma tabular. La fila de fondo gris, si es que la hay, corresponde a los datos de interés para el estudio de esta monografía y han sido obtenidos a partir de un proceso de interpolación de los datos tabulares contenidos en las fuentes correspondientes (ver Apéndice A.3)

3.2.4. Propiedades termofísicas del acero inoxidable AISI 304L austenítico a las condiciones iniciales

Las propiedades térmicas de este material, a saber, conductividad térmica k y calor específico c_p han sido determinadas a partir de fuentes diversas, para ello podemos consultar (GoodFellow) y (Irestal Group, s.f.). Se evalúa la conductividad térmica a la temperatura del tubo que se aproxima como la temperatura de saturación del flujo de refrigerante interno ($T_{h,sat}=40.6^{\circ}C$, ver sección 3.2.5).

Tabla 7. Datos iniciales del arreglo de tubos metálicos. Propiedades térmicas. Fuente: (GoodFellow), (Irestal Group, s.f.). Adaptado por el autor

Material	Acero inoxidable AISI 304L austenítico	
Densidad	[kg/m ³]	7900
Módulo de Young	[MPa]	193000
c_p (20 °C)	[J/kg K]	500
k (23 °C)	[W/m K]	16.200
k (150 °C)	[W/m K]	21.000
k ($T=T_{h,sat}$)	[W/m K]	16.866

3.2.5. Propiedades termofísicas del refrigerante R-134a (flujo interno) a las condiciones iniciales

A partir de (Van Wylen, Sonntag, & Borgnakke, 1999), (Coronel Toro, 2006) y (Vidal Robles) se obtiene la información mostrada en la *Tabla A. 1* y *Tabla A. 2* (Apéndice A.1); luego, por interpolación lineal (Apéndice A.3) se obtienen los valores de las propiedades a la presión de ingreso del refrigerante (ver *Tabla 5*):

Tabla 8. Propiedades termodinámicas del refrigerante-134a a la presión de ingreso del flujo interno. Fuente: Elaboración propia

P_{sat} [kPa]	1034.2
T_{sat} [°C]	40.61
v_f [m ³ /kg]	0.000874
v_g [m ³ /kg]	0.019662
h_f [kJ/kg]	257.322
h_g [kJ/kg]	419.676
s_f [kJ/kg K]	1.1931
s_g [kJ/kg K]	1.7107
$c_{p,f}$ [J/kg.K]	1501.7
$c_{p,g}$ [J/kg.K]	1143.5
k_f [W/m.K]	0.07539
k_g [W/m.K]	0.01616
μ_f [Pa.s]	1.65E-04
μ_g [Pa.s]	1.42E-05
Pr_f [Pa.s]	3.281

Observación: ya que se quiere calcular un condensador que reciba vapor saturado (no sobrecalentado) y lo convierta en líquido saturado, los datos de vapor saturado (subíndice *g*) y líquido saturado (subíndice *f*) corresponden a su vez con los datos del fluido en la sección de ingreso (subíndice *i*) y salida (subíndice *o*) respectivamente.

3.2.6. Propiedades termofísicas del aire (flujo externo) a las condiciones iniciales

De (Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011, pág. 911) se obtiene la información mostrada en la *Tabla A. 3* (Apéndice A.2); luego, por interpolación lineal (Apéndice A.3) se obtienen los valores de las propiedades a las condiciones ambientales de ingreso de aire (ver *Tabla 6*).

Tabla 9. Propiedades termodinámicas del aire a la temperatura y presión de ingreso del flujo externo. Fuente: Elaboración propia

$T [^{\circ}C]$	15.00
$\rho [kg/m^3]$	1.217
$c_p [kJ/kg.K]$	1.006763
$\mu [N.s/m^2]$	0.000018
$\nu [m^2/s]$	0.0000148
$k [W/m.K]$	0.025352
$\alpha [m^2/s]$	0.0000209
$Pr []$	0.7101

Observación: de la *Tabla A. 3* (Apéndice A.2) se aprecia que el Número de Prandtl (Pr) es poco sensible a los cambios de temperatura sobre todo para temperaturas cercanas a la temperatura ambiente (de $T=300\text{ K}$ a $T=350\text{ K}$ el Pr sólo varía un 0.99%).

3.3. Metodología de cálculo

En el Capítulo 2, se mostraron las fórmulas y correlaciones que dominan los fenómenos a considerar para el diseño del condensador, por otro lado, hasta el momento se han

dado a conocer algunas variables geométricas y de flujo las cuales hay que relacionar para derivar otras nuevas variables. Aquí se muestra nuevamente las ecuaciones vistas en el Capítulo 2, esta vez de manera sucinta y listadas siguiendo el orden en el que serán usadas.

Tabla 10. Lista de ecuaciones y expresiones a emplear en el cálculo del condensador.
Fuente: Elaboración propia

<i>Distancia eje a eje entre filas</i> : $S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2}$	<i>Ec. 2. 23</i>
<i>Área de ingreso de fluido caliente (R-134a)</i> : $A_{h,i} = \frac{\pi D_h^2}{4}$	<i>Ec. 2. 1</i>
<i>Relación de distancias (pasos)</i> : $\frac{S_T}{S_L}$	<i>Ec. 2. 24</i>
<i>Número de filas en dirección transversal al flujo</i> : $N_T = \frac{T}{S_T}$ <i>donde, si N_T es decimal entonces debe aproximarse al entero menor</i>	<i>Ec. 2. 8</i>
<i>Condición de $V_{max,c}$</i> : Si $S_D < \frac{S_T + D_c}{2}$	<i>Ec. 2. 22</i>
<i>Flujo de calor intercambiado</i> : $q = q_c = q_h$	<i>Ec. 2. 12</i>
<i>Flujo de calor brinado por el fluido caliente (R-134a)</i> : $q_h = \dot{m}_h (h_g - h_f)$	<i>Ec. 2. 13</i>
<i>Velocidad de ingreso del flujo caliente (R-134a)</i> : $V_{h,i} = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{h,i} A_{h,i}}$	<i>Ec. 2. 9</i>
<i>Número de Reynolds del flujo caliente (R-134a)</i> : $Re_{h,i} = \frac{\rho_{h,i} V_{h,i} D_h}{\mu_{h,i}}$	<i>Ec. 2. 10</i>

Condición $Re_{h,i}$ para condensación en tubos horizontales : Ec. 2. 31

Para cálculo de \bar{h}_h , si $Re_{h,i} < 35000$ emplear formula de condensación con efectos de gravedad (estratificado)
de lo contrario usar fórmula para régimen de flujo multifásico anular

(Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011, pág. 655)

Calidad promedio en la sección de la tubería (flujo de $R-134a$) : $X = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_h}$ Ec. 2. 34

(Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011, pág. 655) , (Rohsenow, Hartnett, & Cho, 1998, p. 14.38)

Parámetro de Lockhart – Martinelli turbulento – turbulento (flujo de $R-134a$) : Ec. 2. 33

$$X_{tt} = \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0.9} \left(\frac{\nu_f}{\nu_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1}$$

(Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011, pág. 655) , (Dobson & Chato, 1994, pág. 4)

Coefficiente de convección promedio en lado caliente ($R-134a$) : Ec. 2. 32

$$\bar{h}_h = \left(\frac{k_f}{D_h} \right) 0.023 Re_{D,f}^{0.8} Pr_f^{0.4} \left[1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}} \right]$$

$$\text{Con } Re_{D,f} = \frac{4 \dot{m} (1-X)}{\pi D \mu_f} \quad (f : \text{película de liquido condensando})$$

(Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011, pág. 655) , (Dobson & Chato, 1994, pág. 124)

Área de ingreso de fluido frío (aire) : $A_{c,i} = T Z$ Ec. 2. 2

Flujo másico de fluido frío (aire) : $\dot{m}_c = \rho_{c,i} V_{c,i} A_{c,i}$ Ec. 2. 11

Velocidad máxima en arreglo de tubos para el fluido frío (aire)

$$V_{max,c} = \begin{cases} \text{Sí se cumple la condición de } V_{max,c} : V_{max,c} = \frac{S_T}{2(S_D - D_c)} V_{c,i} \\ \text{No se cumple la condición de } V_{max,c} : V_{max,c} = \frac{S_T}{S_T - D_c} V_{c,i} \end{cases} \quad \text{Ec. 2. 21}$$

(Incropera & DeWitt, 1999, págs. 378,379)

Temperatura de salida del fluido frío(aire): Ec. 2. 15

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{q}{m_c \overline{c_{p,c}}}; \quad \overline{c_{p,c}} : \text{calor específico a } \overline{T_c}$$

Temperatura media del fluido frío(aire): $\overline{T_c} = \left(\frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \right)$ Ec. 2. 14

Número de Reynolds máximo del fluido frío(aire): $Re_{D,max,c} = \frac{\rho_{c,i} V_{max,c} D_c}{\mu_{c,i}}$ Ec. 2. 20

(Incropera & DeWitt, 1999, pág. 378)

Diferencia de temperaturas media log aritmética para el aire : Ec. 2. 26

$$\Delta T_{ml,c} = \frac{(T_{s,c} - T_{c,i}) - (T_{s,c} - T_{c,o})}{Ln \left(\frac{T_{s,c} - T_{c,i}}{T_{s,c} - T_{c,o}} \right)}$$

(Incropera & DeWitt, 1999, pág. 382)

Coefficiente de convección promedio en lado frío(aire): Ec. 2. 19

$$\overline{h_c} = \left(\frac{k_c}{D_c} \right) C C_2 Re_{D,max,c}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}; \text{ con todas las propiedades térmicas evaluadas a } \overline{T_c}; \text{ salvo } Pr_s \text{ que se evalúa a } T_{s,c}$$

Fórmula de Zhukauskas (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 380)

Número de filas en dirección paralela al flujo : Ec. 2. 25

$$N_L = \frac{q}{\overline{h_c} \Delta T_{ml,c} \pi D_c Z N_T}; \text{ donde, si } N_L \text{ es decimal entonces debe aproximarse a su valor entero mayor}$$

Número total de tubos : $N = N_L N_T$ Ec. 2. 3

Largo total del arreglo de tubos : $L = S_L N_L$ Ec. 2. 4

$$\text{Área de transferencia de calor para el flujo interno : } A_h = \pi D_h Z N \quad \text{Ec. 2. 5}$$

$$\text{Área de transferencia de calor para el flujo externo : } A_c = \pi D_c Z N \quad \text{Ec. 2. 6}$$

$$\text{Temperatura de la superficie del tubo, lado caliente : } T_{s,h} = T_{sat,h} - \frac{q}{h_h A_h} \quad \text{Ec. 2. 16}$$

$$\text{Resistencia térmica promedio del arreglo de tubos : } R_{t,tub} = \frac{\ln\left(\frac{D_c}{D_h}\right)}{2\pi L' k} \quad \text{Ec. 2. 17}$$

donde L' : longitud axial de los tubos

(Incropera & DeWitt, 1999, pág. 92)

para todo el arreglo de tubos : $L' = N Z$

$$\text{Temperatura de la superficie del tubo, lado frío : } T_{s,c} = T_{s,h} - q R_{t,tub} \quad \text{Ec. 2. 18}$$

$$\text{Volumen total del banco de tubos : } Vol = T Z L \quad \text{Ec. 2. 7}$$

$$\text{Paso transversal a dimensional: } P_T = \frac{S_T}{D_c} \quad \text{Ec. 2. 28}$$

$$\text{Paso longitudinal a dimensional: } P_L = \frac{S_L}{D_c} \quad \text{Ec. 2. 29}$$

$$\text{Relación de pasos: } \frac{P_T}{P_L} \quad \text{Ec. 2. 30}$$

$$\text{Caída de presión en el flujo frío(aire) :} \quad \text{Ec. 2. 27}$$

$$\Delta p_c = N_L \chi \left(\frac{\rho_{c,i} V_{max,c}^2}{2} \right) f$$

(Incropera & DeWitt, 1999, pág. 383)

Durante el proceso de cálculo existen algunas expresiones que dependen del reajuste de propiedades (esto es, un proceso iterativo). Para entender mejor el proceso de cálculo se tiene el diagrama de flujo mostro en las *Figura 5* y *Figura 6*.

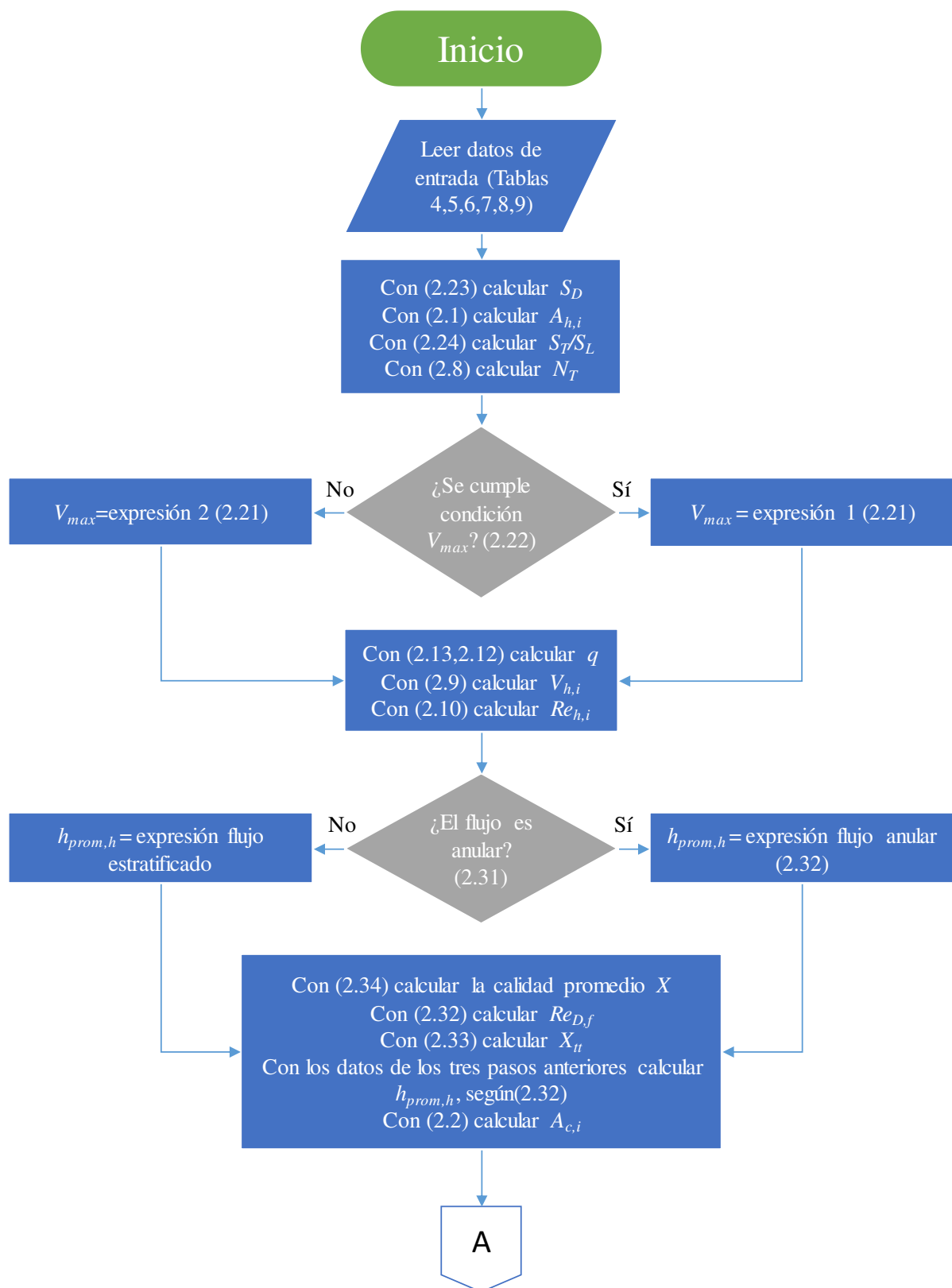


Figura 5. Diagrama de flujo para el cálculo del condensador. Primera parte (continúa en la hoja siguiente según su conector “A”). Fuente: Elaboración propia

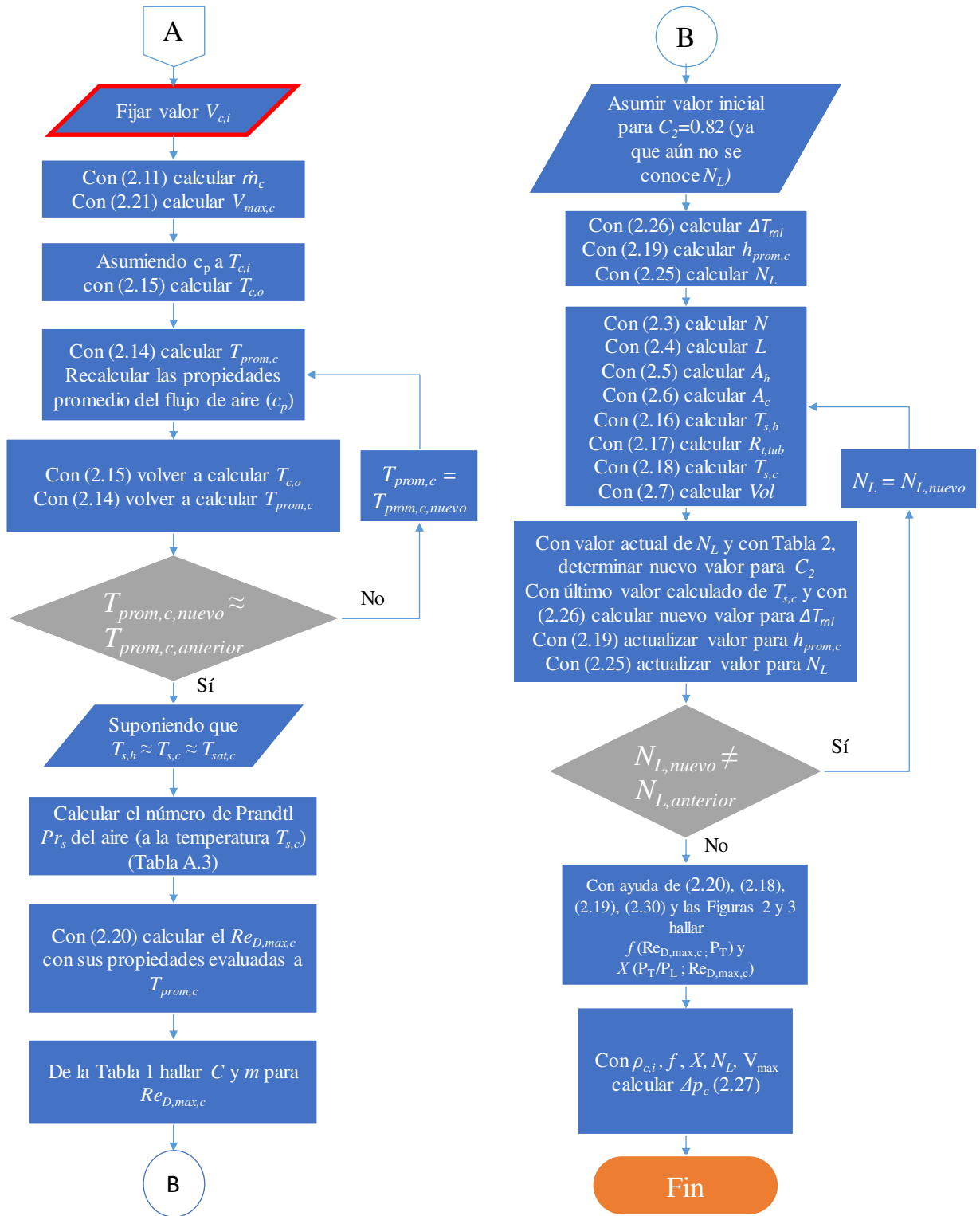


Figura 6. Diagrama de flujo para el cálculo del condensador. Segunda parte. Fuente: Elaboración propia

3.3.1. Cálculos de ingeniería

Se ha puesto esfuerzo en que la sección anterior sirva como una excelente guía para el entendimiento del proceso de cálculo, el cual presenta un carácter iterativo. En esta sección los cálculos serán realizados y los valores de las variables de interés serán obtenidos. Es importante recordar que según el diagrama de flujo presentado es determinante fijar un valor de velocidad. Para el proceso de cálculo a ser mostrado en este apartado se ha elegido una velocidad de $V_{c,i} = 8 \text{ m/s}$. Posteriormente se mostrarán resumidamente los resultados para otras condiciones de velocidad.

Siguiendo lo mostrado en la *Figura 5* y *Figura 6*:

- Distancia eje a eje entre filas:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} = \sqrt{(0.04445 \text{ m})^2 + \left(\frac{0.0381 \text{ m}}{2}\right)^2} = 0.0585 \text{ m}$$

- Área de ingreso de fluido caliente (R-134a):

$$A_{sec,int,h} = \frac{\pi D_h^2}{4} = \frac{\pi (0.01385 \text{ m})^2}{4} = 1.51E-04 \text{ m}^2$$

- Relación de distancias (pasos):

$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{0.0381 \text{ m}}{0.04445 \text{ m}} = 0.86$$

- Número de filas en dirección transversal al flujo:

$$N_T = \frac{T}{S_T} = \frac{0.35 \text{ m}}{0.0381 \text{ m}} \approx 9$$

- Condición de V_{max} para el arreglo de tubos en el flujo de aire:

$$S_D < \frac{S_T + D_c}{2} \Rightarrow 0.0585 \text{ m} < \frac{0.0381 \text{ m} + 0.01715 \text{ m}}{2}$$

$$\Rightarrow 0.0585 \text{ m} < 0.0276 \text{ m} \text{ (FALSO) entonces la condición no se cumple}$$

- Flujo de calor intercambiado por los fluidos (es igual al flujo de calor brindado por el fluido caliente):

$$q_h = \dot{m}_h (h_g - h_f) = 0.056 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(419.676 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} - 257.322 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right) \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}} = 9019.72 \text{ W}$$

- Velocidad de ingreso del fluido caliente (R-134a):

En las tablas de propiedades (Tabla 8) se tiene el volumen específico en lugar de la densidad. Teniendo en mente que $\rho = \frac{1}{v}$:

$$V_{h,i} = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{h,i} A_{sec,int,h}} = \frac{0.056 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\frac{1}{0.019662 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \times 1.51 \text{E} - 04 \text{ m}^2} = 7.25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Número de Reynolds del flujo caliente (R-134a) en el ingreso (vapor):

$$Re_{h,i} = \frac{\rho_{h,i} V_{h,i} D_h}{\mu_{h,i}} = \frac{\frac{1}{0.019662 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \times 7.25 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.01385 \text{ m}}{1.42 \text{E} - 05 \text{ Pa s}} = 3.60 \text{E} + 05$$

- Condición de $Re_{h,i}$ para condensación en tubos horizontales:

$$Re_{h,i} < 35000 \Rightarrow 3.60 \text{E} + 05 < 3.50 \text{E} + 04 \text{ (FALSO)}$$

Entonces el flujo bifásico dentro del tubo está en régimen anular

- Calidad promedio en la sección de la tubería (flujo de R-134a):

Se asumirá que la calidad varía linealmente a lo largo de la tubería, según Rohsenow, Hartnett & Cho esta suposición no es del todo exacta para muchos casos, sin embargo, es usada para cálculos aproximados. Entonces, la calidad promedio está dada por:

$$X = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_h} \approx 0.5$$

(Rohsenow, Hartnett, & Cho, 1998, p. 14.38)

- Parámetro de Lockhart-Martinelli turbulento-turbulento (flujo de R-134a):

$$X_{tt} = \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0.9} \left(\frac{\nu_f}{\nu_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1} = \left(\frac{1-0.5}{0.5} \right)^{0.9} \left(\frac{0.000874 \frac{m^3}{kg}}{0.019662 \frac{m^3}{kg}} \right)^{0.5} \left(\frac{1.65E-04 Pa \cdot s}{1.42E-05 Pa \cdot s} \right)^{0.1} = 0.27$$

- Coeficiente de convección promedio en lado caliente (R-134a):

$$Re_{D,f} = \frac{4 \dot{m} (1-X)}{\pi D_h \mu_f} = \frac{0.056 \frac{kg}{s} (1-0.5)}{\pi \times 0.01385 m \times 1.65E-04 Pa \cdot s} = 1.55E+04$$

$$\bar{h}_h = \left(\frac{k_f}{D_h} \right) 0.023 Re_{D,f}^{0.8} Pr_f^{0.4} \left[1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}} \right] = \left(\frac{0.07539 \frac{W}{m \cdot K}}{0.01385 m} \right) 0.023 (1.55E+04)^{0.8} (3.281)^{0.4} \left[1 + \frac{2.22}{0.27^{0.89}} \right]$$

$$\Rightarrow \bar{h}_h = 3685.55 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Área de ingreso de fluido frío (aire):

$$A_{c,i} = T \cdot Z = 0.35 m \times 0.50 m = 0.18 m^2$$

En este punto, sabiendo que $V_{c,i} = 8m/s$ (valor impuesto):

- Flujo másico de fluido frío (aire):

$$\dot{m}_c = \rho_{c,i} V_{c,i} A_{c,i} = 1.2167 \frac{kg}{m^3} \times 8.00 \frac{m}{s} \times 0.18 m^2 = 1.703 \frac{kg}{s}$$

- Velocidad máxima en arreglo de tubos para el fluido frío (aire):

$$V_{max,c} = \frac{S_T}{S_T - D_c} V_{c,i} = \frac{0.0381m}{0.0381m - 0.01715m} \times 8.00 \frac{m}{s} = 14.55 \frac{m}{s}$$

- Temperatura de salida del fluido frío (aire), valor inicial:

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{q}{m_c \overline{c_{p,c}}} = 15^\circ C + \frac{9019.72W}{1.703 \frac{kg}{s} (1.006763 \frac{kJ}{kg \cdot K} \times \frac{1000J}{1kJ})} = 20.26^\circ C$$

En la expresión anterior para $T_{c,o}$, $\overline{c_{p,c}}$ debe ser evaluado a la temperatura media $\overline{T_c}$; sin embargo para calcular $\overline{T_c}$ se requiere a la vez el valor de $T_{c,o}$; por ello, en esta etapa del cálculo es necesario estimar un valor aproximado para $\overline{c_{p,c}}$. Por el momento se considera el valor de $\overline{c_{p,c}}$ a $T=T_{c,i}$; **en los pasos siguientes se verificará que esta suposición es adecuada.**

- Temperatura media del fluido frío (aire), valor inicial:

$$\overline{T_c} = \left(\frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \right) = \left(\frac{15.00^\circ C + 20.26^\circ C}{2} \right) = 17.63^\circ C$$

Las propiedades del flujo externo (aire) para este valor de temperatura media son:

Tabla 11. Propiedades termodinámicas del aire para el valor inicial de $\overline{T_c}$

$T [^\circ C]$	17.63
$\rho [kg/m^3]$	1.204
$c_p [kJ/kg.K]$	1.006816
$\mu [N.s/m^2]$	0.000018
$\nu [m^2/s]$	0.0000151
$k [W/m.K]$	0.025562
$\alpha [m^2/s]$	0.0000213
$Pr []$	0.7094

- Temperatura de salida del fluido frío (aire), nuevo valor:

Usando el nuevo valor para $\overline{c_{p,c}}$ se tiene:

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{q}{m_c \overline{c_{p,c}}} = 15^\circ\text{C} + \frac{9019.72\text{ W}}{1.703 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (1.006816 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \times \frac{1000\text{ J}}{1\text{ kJ}})} = 20.26^\circ\text{C}$$

- Temperatura media del fluido frío (aire), nuevo valor:

Ya que el nuevo valor para $T_{c,o}$ es igual al valor inicial, el nuevo valor para $\overline{T_c}$ también será el mismo que su valor inicial $\overline{T_c} = 17.63^\circ\text{C}$, se considerará entonces estos valores para el resto del proceso de cálculo; además ello indica que la variación de $\overline{c_{p,c}}$ es despreciable para el rango de valores de temperatura de este cálculo. Por lo que **la consideración inicial de evaluar $\overline{c_{p,c}}$ a $T=T_{c,i}$; resultó ser adecuada.**

- Número de Prandtl a la temperatura de la superficie de los tubos:

Según la fórmula Ec. 2. 19 (fórmula de Zhukauskas) el número de Prandtl que aparece en la expresión para $\overline{h_c}$ debe ser calculado a la temperatura de la superficie externa de los tubos ($T_{s,c}$). Para estos fines podemos considerar $T_{s,c} \approx T_{s,h} \approx T_{sat}$ ya que se espera que la resistencia térmica de las paredes de los tubos sea pequeña debido a la alta conductividad del material y al espesor pequeño. Los valores más exactos para $R_{t,tub}$, $T_{s,h}$ y $T_{s,c}$ serán calculados en secciones posteriores; aun así, el valor del número de Prandtl a la temperatura de la superficie de los tubos (Pr_s) obtenido en esta sección se considerará como constante durante el proceso iterativo que se llevará a cabo más adelante debido que las variaciones que tendrá el valor de $T_{s,c}$ serán muy pequeñas para derivar en una variación considerable de Pr_s (ver la observación hecha en la sección 3.2.6):

Tabla 12. Propiedades termodinámicas del aire para el valor inicial de $T_{s,c} \approx T_{s,h} \approx T_{sat}$

$T [^{\circ}C]$	40.61
$Pr []$	0.7051

- Número de Reynolds máximo del fluido frío (aire):

Según la fórmula Ec. 2. 19 (fórmula de Zhukauskas) el número de Reynolds que aparece en la expresión para \overline{h}_c debe ser calculado con las propiedades evaluadas a la temperatura media (Tabla 11). Entonces:

$$Re_{D,max,c} = \frac{\rho_{c,i} V_{max} D_c}{\mu_{c,i}} = \frac{1.2044 \frac{kg}{m^3} \times 14.55 \frac{m}{s} \times 0.01715 m}{1.80E-05 Pa \cdot s} = 16696$$

- Coeficientes C y m para la ecuación de Zhukauskas:

De la Tabla 1 se tiene que para un arreglo de tubos escalonado con $\frac{S_T}{S_L} = 0.86$ y

$$C = 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{\frac{1}{5}} = 0.35 (0.86)^{\frac{1}{5}} = 0.34$$

$$m = 0.60$$

Para poder continuar en el proceso de cálculo, **es necesario asumir un valor para el coeficiente C_2** de la fórmula Ec. 2. 19 (fórmula de Zhukauskas). Esta suposición deriva en un proceso iterativo según será expuesto en las secciones siguientes. Las iteraciones deben realizarse hasta que el valor calculado para N_L ya no varíe.

1era iteración:

- Coeficiente C_2 para la ecuación de Zhukauskas. 1era iteración:

Dado que aún no se tiene un valor para N_L ; de la *Tabla 2* se elige un valor representativo de:

$$C_2 = 0.82$$

- Diferencia de temperaturas media logarítmica para el aire. 1era iteración:

$$\Delta T_{ml,c} = \frac{(T_{s,c} - T_{c,i}) - (T_{s,c} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{s,c} - T_{c,i}}{T_{s,c} - T_{c,o}}\right)} = \frac{(40.61^\circ\text{C} - 15.00^\circ\text{C}) - (40.61^\circ\text{C} - 20.26^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{40.61^\circ\text{C} - 15.00^\circ\text{C}}{40.61^\circ\text{C} - 20.26^\circ\text{C}}\right)} = 22.88^\circ\text{C}$$

- Coeficiente de convección promedio en lado frío (aire). 1era iteración:

$$\begin{aligned} \bar{h}_c &= \left(\frac{k_c}{D_c}\right) C C_2 Re_{D,max,c}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} \\ \Rightarrow \bar{h}_c &= \left(\frac{2.56 E-02 \frac{W}{m K}}{0.01715 m}\right) x 0.34 x 0.82 x 16696.50^{0.60} x 0.7094^{0.36} x \left(\frac{0.7094}{0.7051}\right)^{0.25} \\ \Rightarrow \bar{h}_c &= 125.43 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned}$$

- Número de filas en dirección paralela al flujo. 1era iteración:

$$\begin{aligned} N_L &= \frac{q}{\bar{h}_c \Delta T_{ml,c} \pi D_c Z N_T} = \frac{9019.72 W}{149.39 \frac{W}{m^2 K} x 22.88^\circ\text{C} x \pi x 0.01715 m x 0.50 m x 9} \\ \Rightarrow N_L &= 12.96 \approx 13 \end{aligned}$$

- Número total de tubos en el arreglo. 1era iteración:

$$N = N_L N_T = 9 x 13 = 117$$

- Largo total del arreglo de tubos. 1era iteración:

$$L = S_L N_L = 0.04445 m x 13 = 0.5779 m$$

- Área de transferencia de calor para el flujo interno (R-134a). 1era iteración:

$$A_h = \pi D_h Z N = \pi x 0.01385 m x 0.50 m x 117 = 2.5454 m^2$$

- Área de transferencia de calor para el flujo externo (aire). 1era iteración:

$$A_c = \pi D_c Z N = \pi \times 0.01715 \text{ m} \times 0.50 \text{ m} \times 117 = 3.1519 \text{ m}^2$$

- Temperatura de la superficie del tubo, lado caliente (R-134a). 1era iteración:

$$T_{s,h} = T_{sat,h} - \frac{q}{h_h A_h} = 40.61^\circ\text{C} - \frac{9019.72 \text{ W}}{3685.55 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \times 2.5454 \text{ m}^2} = 39.65^\circ\text{C}$$

- Resistencia térmica promedio del arreglo de tubos. 1era iteración:

$$R_{t,tub} = \frac{\ln\left(\frac{D_c}{D_h}\right)}{2\pi L' k} = \frac{\ln\left(\frac{0.01715 \text{ m}}{0.01385 \text{ m}}\right)}{2 \times \pi \times 117 \times 0.50 \text{ m} \times 16.8657 \frac{\text{W}}{\text{m K}}} = 3.45 \text{ E} - 05 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

- Temperatura de la superficie del tubo, lado frío (aire). 1era iteración:

$$T_{s,c} = T_{s,h} - q R_{t,tub} = 39.65^\circ\text{C} - 9019.72 \text{ W} \times 3.45 \text{ E} - 05 \frac{\text{K}}{\text{W}} = 39.34^\circ\text{C}$$

Este valor difiere muy poco del valor asumido anteriormente y esto sucederá también en las iteraciones siguientes. (Se comprueba que $T_{s,c} \approx T_{s,h} \approx T_{sat}$, ver cálculo del “Número de Prandtl a la temperatura de la superficie de los tubos”). Aun así, este nuevo valor de $T_{s,c}$ será usado en la siguiente iteración para el cálculo de $\Delta T_{ml,c}$

- Volumen total del banco de tubos. 1era iteración:

$$Vol = T Z L = 0.35 \text{ m} \times 0.50 \text{ m} \times 0.5779 \text{ m} = 0.1011 \text{ m}^3$$

2da iteración:

- Coeficiente C_2 para la ecuación de Zhukauskas. 2da iteración:

De la iteración anterior, se tiene un nuevo valor para N_L ; entonces de la *Tabla 2* se tiene:

$$C_2 = 0.98$$

- Diferencia de temperaturas media logarítmica para el aire. 2da iteración:

De la iteración anterior, se tiene un nuevo valor para $T_{s,c}$. Entonces:

$$\Delta T_{ml,c} = \frac{(T_{s,c} - T_{c,i}) - (T_{s,c} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{s,c} - T_{c,i}}{T_{s,c} - T_{c,o}}\right)} = \frac{(39.34^\circ\text{C} - 15.00^\circ\text{C}) - (39.34^\circ\text{C} - 20.26^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{39.34^\circ\text{C} - 15.00^\circ\text{C}}{39.34^\circ\text{C} - 20.26^\circ\text{C}}\right)} = 21.61^\circ\text{C}$$

- Coeficiente de convección promedio en lado frío (aire). 2da iteración:

$$\begin{aligned}\bar{h}_c &= \left(\frac{k_c}{D_c}\right) C C_2 Re_{D,max,c}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} \\ \Rightarrow \bar{h}_c &= \left(\frac{2.56 E - 02 \frac{W}{m K}}{0.01715 m}\right) x 0.34 x 0.98 x 16696.50^{0.60} x 0.7094^{0.36} x \left(\frac{0.7094}{0.7051}\right)^{0.25} \\ \Rightarrow \bar{h}_c &= 149.90 \frac{W}{m^2 K}\end{aligned}$$

- Número de filas en dirección paralela al flujo. 2da iteración:

$$\begin{aligned}N_L &= \frac{q}{\bar{h}_c \Delta T_{ml,c} \pi D_c Z N_T} = \frac{9019.72 W}{149.39 \frac{W}{m^2 K} x 21.61^\circ\text{C} x \pi x 0.01715 m x 0.50 m x 9} \\ \Rightarrow N_L &= 11.49 \approx 12\end{aligned}$$

- Número total de tubos en el arreglo. 2da iteración:

$$N = N_L N_T = 9 x 12 = 108$$

- Largo total del arreglo de tubos. 2da iteración:

$$L = S_L N_L = 0.04445 m x 12 = 0.5334 m$$

- Área de transferencia de calor para el flujo interno (R-134a). 2da iteración:

$$A_h = \pi D_h Z N = \pi x 0.01385 m x 0.50 m x 108 = 2.3496 m^2$$

- Área de transferencia de calor para el flujo externo (aire). 2da iteración:

$$A_c = \pi D_c Z N = \pi x 0.01715 m x 0.50 m x 108 = 2.9094 m^2$$

- Temperatura de la superficie del tubo, lado caliente (R-134a). 2da iteración:

$$T_{s,h} = T_{sat,h} - \frac{q}{\bar{h}_h A_h} = 40.61^\circ\text{C} - \frac{9019.72\text{ W}}{3685.55 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 2.3496\text{ m}^2} = 39.57^\circ\text{C}$$

- Resistencia térmica promedio del arreglo de tubos. 2da iteración:

$$R_{t,tub} = \frac{\ln\left(\frac{D_c}{D_h}\right)}{2\pi L' k} = \frac{\ln\left(\frac{0.01715\text{ m}}{0.01385\text{ m}}\right)}{2 \times \pi \times 108 \times 0.50\text{ m} \times 16.8657 \frac{\text{W}}{\text{m K}}} = 3.73\text{E}-05 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

- Temperatura de la superficie del tubo, lado frío (aire). 2da iteración:

$$T_{s,c} = T_{s,h} - q R_{t,tub} = 39.57^\circ\text{C} - 9019.72\text{ W} \times 3.73\text{E}-05 \frac{\text{K}}{\text{W}} = 39.24^\circ\text{C}$$

- Volumen total del banco de tubos. 2da iteración:

$$Vol = T Z L = 0.35\text{ m} \times 0.50\text{ m} \times 0.5334\text{ m} = 0.0933\text{ m}^3$$

3ra iteración:

Dado que el nuevo valor para N_L obtenido tras la segunda iteración es distinto que el que se tuvo tras la primera iteración, es necesario seguir iterando. A continuación, se muestra el resultado de este cálculo:

Tabla 13. Resultados de la tercera iteración para $V_{c,i} = 8m/s$

Iteración 3	C_2	[]	0.98
	$\Delta T_{ml,c}$	[°C]	21.50
	$h_{prom,c}$	[W/m ² .K]	149.39
	N_L	[]	12
	N	[]	108
	L	[m]	0.5334
	A_h	[m ²]	2.3496
	A_c	[m ²]	2.9094
	$T_{s,h}$	[°C]	39.57
	$R_{t,tub}$	[K/W]	3.73E-05
	$T_{s,c}$	[°C]	39.24
	Vol	[m ³]	0.0933

De la *Tabla 13* se aprecia que tras la iteración se obtiene el mismo valor de N_L obtenido después de la segunda iteración, por ende, las demás variables listadas en dicha tabla por debajo N_L tampoco sufrieron cambio respecto a sus valores anteriores. Esto indica que el proceso iterativo ha culminado y que los últimos valores obtenidos para las variables son sus valores definitivos.

Con el conjunto de valores definitivos para las variables calculadas, es posible ahora obtener el valor de la caída de presión que sufre el flujo externo (aire) al pasar por el arreglo de tubos:

- Caída de presión en el flujo frío (aire):

$$\text{Paso transversal adimensional: } P_T = \frac{S_T}{D_c} = \frac{0.0381m}{0.01715m} = 2.22$$

$$\text{Paso longitudinal adimensional: } P_L = \frac{S_L}{D_c} = \frac{0.04445m}{0.01715m} = 2.59$$

$$\text{Relación de pasos: } \frac{P_T}{P_L} = \frac{2.22}{2.59} = 0.86$$

Con estos datos, según la *Figura 2* y siguiendo el procedimiento mostrado en el Apéndice A.4, se obtiene:

Factor de fricción: $f = 0.305$

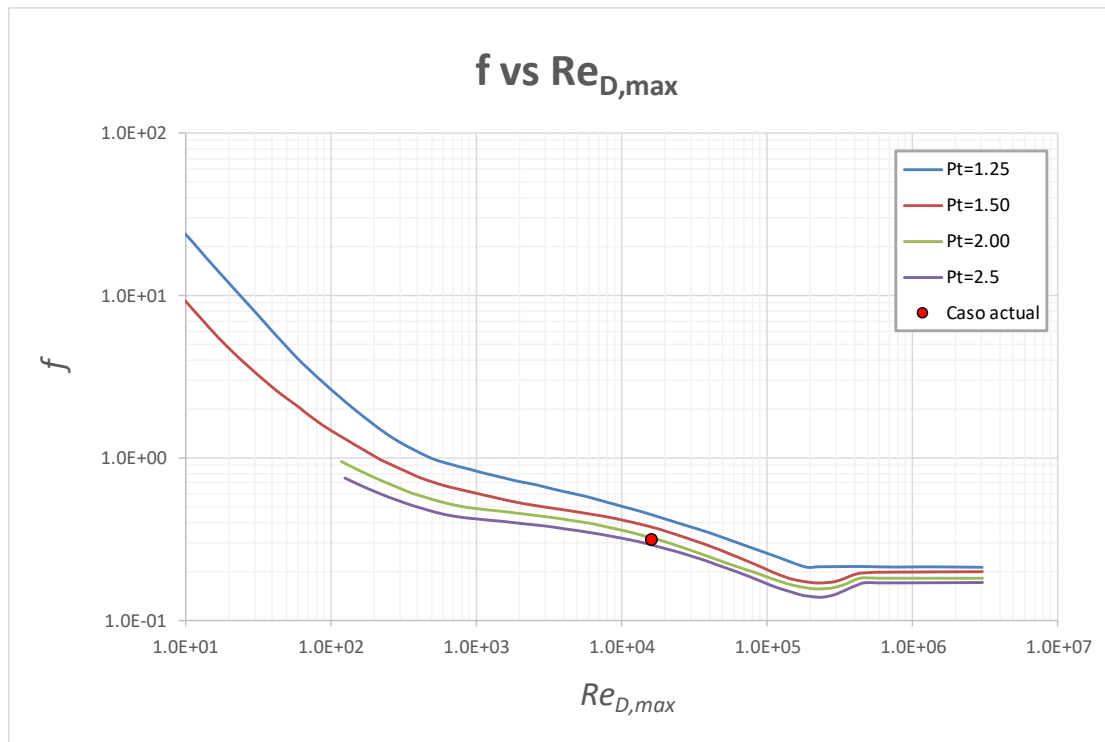


Figura 7. Factor de pérdida de presión para banco de tubos escalonados (para $V_{c,i} = 8$ m/s). Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 383). Adaptado por el autor.

De manera análoga, según la *Figura 3* y siguiendo el procedimiento mostrado en el Apéndice A.4, se obtiene:

Factor de corrección: $\chi = 1.039$

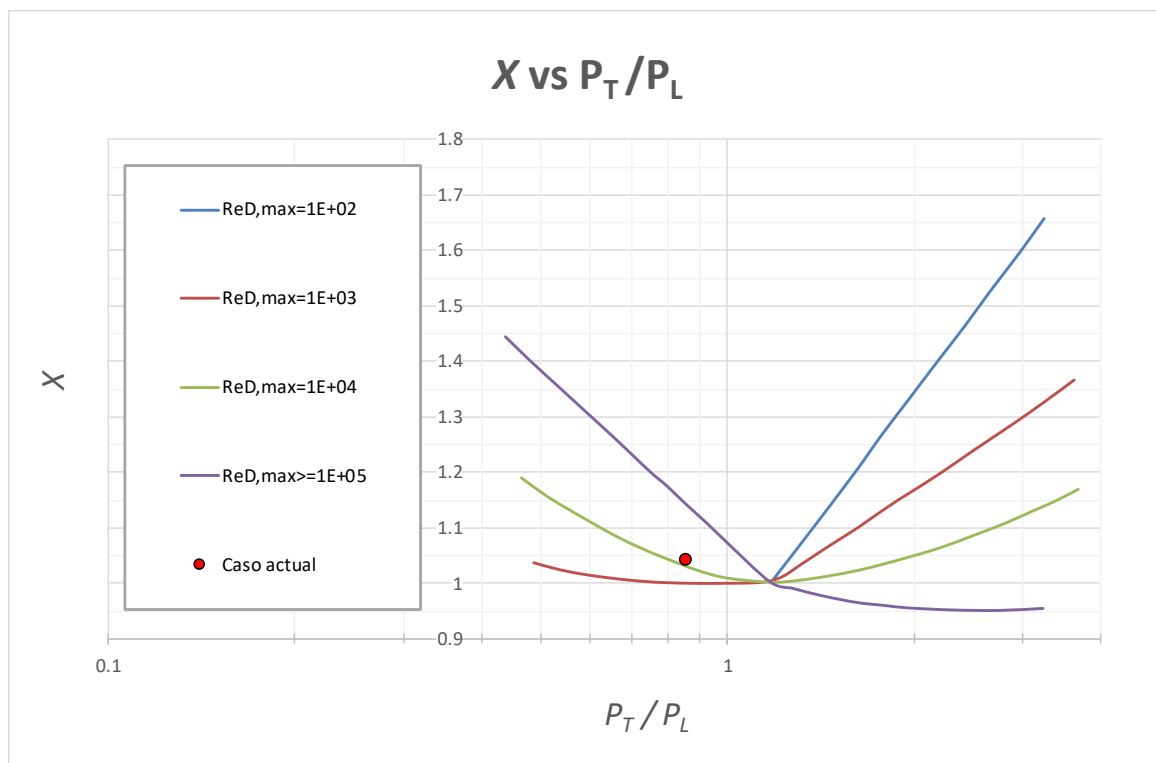


Figura 8. Factor de corrección de pérdida de presión para banco de tubos escalonados (para $V_{c,i} = 8 \text{ m/s}$). Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 383). Adaptado por el autor.

Caída de presión:

$$\Delta p_c = N_L \chi \left(\frac{\rho_{c,i} V_{\max,c}^2}{2} \right) f = 12 \times 1.039 \times \left(\frac{1.2167 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \left(14.55 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2} \right) \times 0.305 = 485.0 \text{ Pa}$$

En las imágenes siguientes se aprecia un dibujo CAD 3D mostrando la geometría del arreglo de tubos correspondiente para $V_{c,i} = 8 \text{ m/s}$



Figura 9. Dibujo CAD 3D del arreglo de tubos correspondiente para $V_{c,i} = 8\text{m/s}$.
Vista frontal. Fuente: Elaboración propia

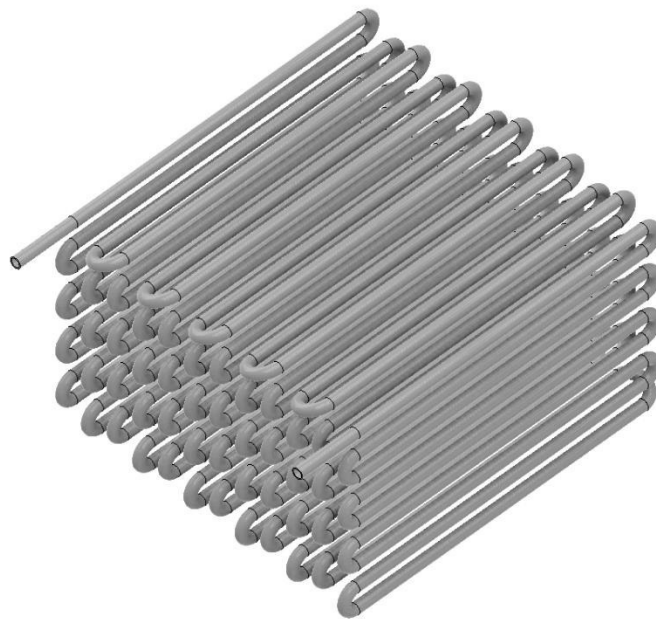


Figura 10. Dibujo CAD 3D del arreglo de tubos correspondiente para $V_{c,i} = 8\text{m/s}$.
Vista isométrica. Fuente: Elaboración propia

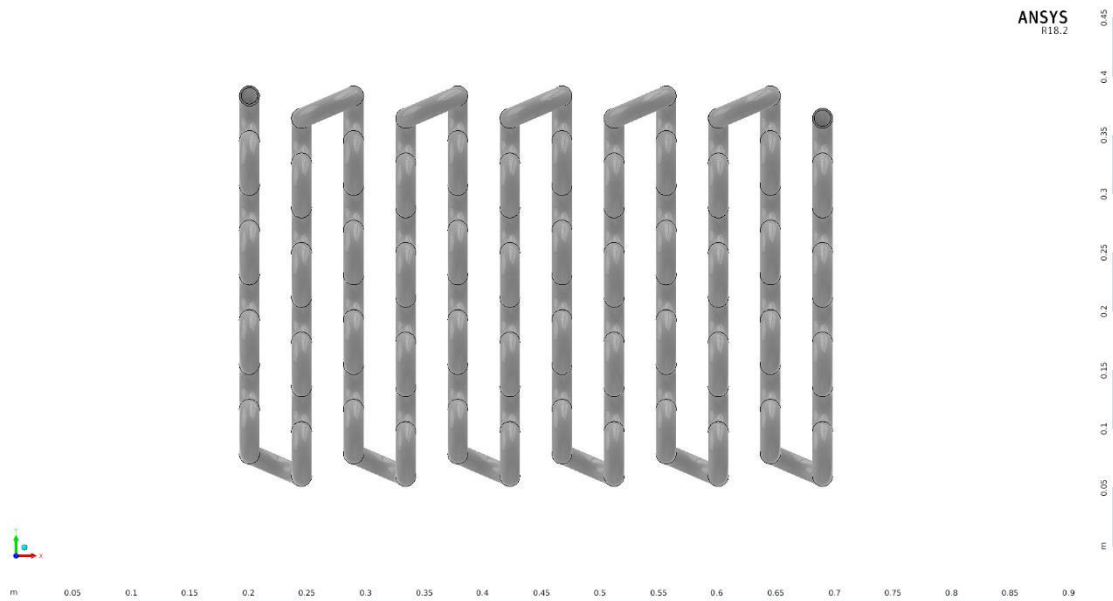


Figura 11. Dibujo CAD 3D del arreglo de tubos correspondiente para $V_{c,i} = 8m/s$.
Vista de perfil. Fuente: Elaboración propia

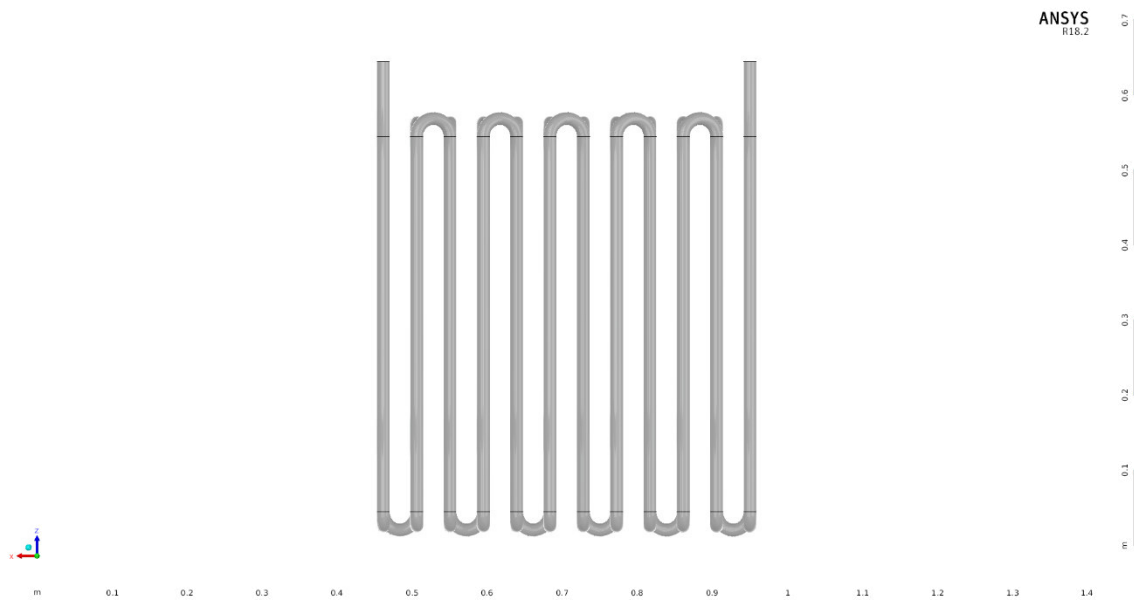


Figura 12. Dibujo CAD 3D del arreglo de tubos correspondiente para $V_{c,i} = 8m/s$.
Vista de planta. Fuente: Elaboración propia

3.4. Análisis de sensibilidad

Ejecutando el procedimiento de cálculo visto detalladamente en esta sección (3.3.1); considerando distintos valores para la velocidad de incidencia del flujo de aire, se obtiene la información mostrada en la *Tabla 14*.

Tabla 14. Resultados de distintos diseños para condiciones de velocidad de aire distintas. Fuente: Elaboración propia.

$V_{c,i} [m/s]$	$T_{c,o} [^{\circ}C]$	$h_{prom,c} [W/m^2.K]$	$T_{s,h} [^{\circ}C]$	$N_L []$	$L [m]$	$Vol [m^3]$	$\Delta p_c [Pa]$
2	36.03	65.98	40.35	48	2.1336	0.3734	148.2
4	25.52	100.62	39.99	20	0.8890	0.1556	229.0
6	22.01	126.87	39.72	14	0.6223	0.1089	338.2
8	20.26	149.39	39.57	12	0.5334	0.0933	485.0
10	19.21	170.31	39.36	10	0.4445	0.0778	600.8
12	18.51	188.11	39.23	9	0.4001	0.0700	745.3

A partir de la *Tabla 14* se pueden obtener gráficas que reflejen de una manera más directa la dependencia funcional (o sensibilidad) que existe entre las distintas variables de salida del diseño respecto a la velocidad de ingreso del flujo frío (aire).

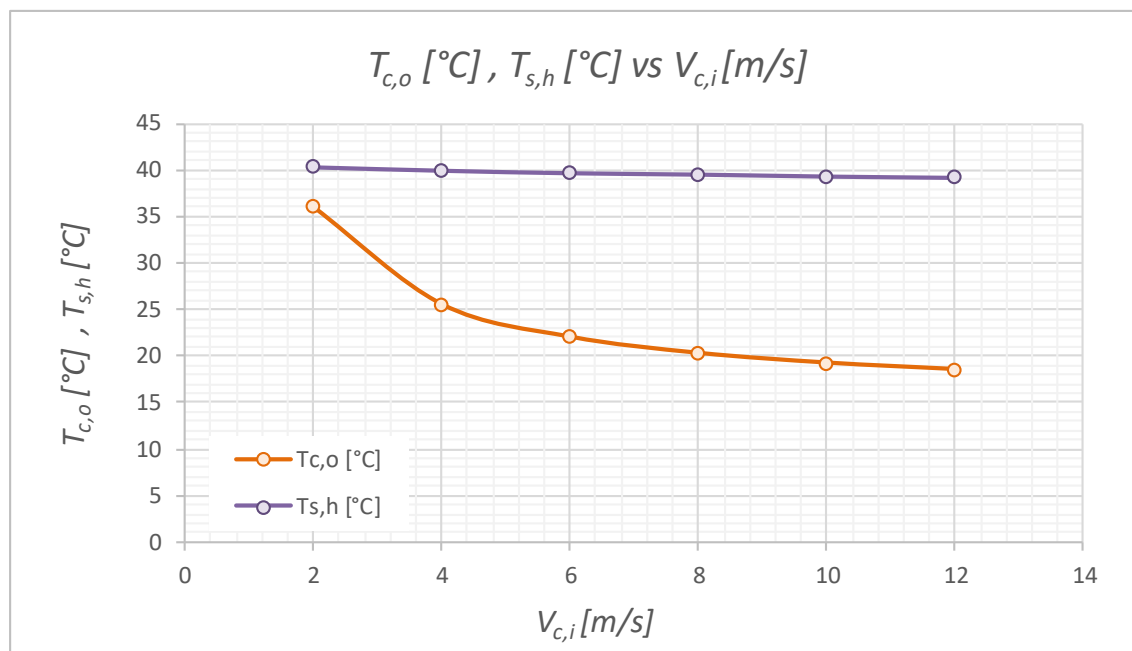


Figura 13. Temperatura de flujo de aire a la salida y en la superficie del tubo vs. velocidad de ingreso de aire. Fuente: Elaboración propia.

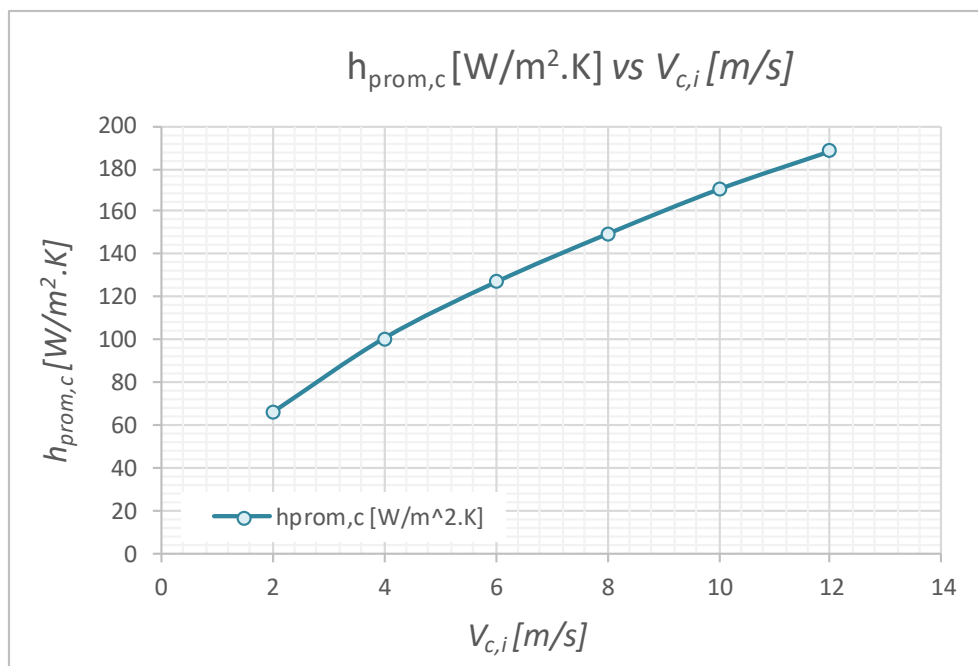


Figura 14. Coeficiente convectivo promedio de flujo externo para todo el arreglo de tubos vs. velocidad de ingreso de aire. Fuente: Elaboración propia.

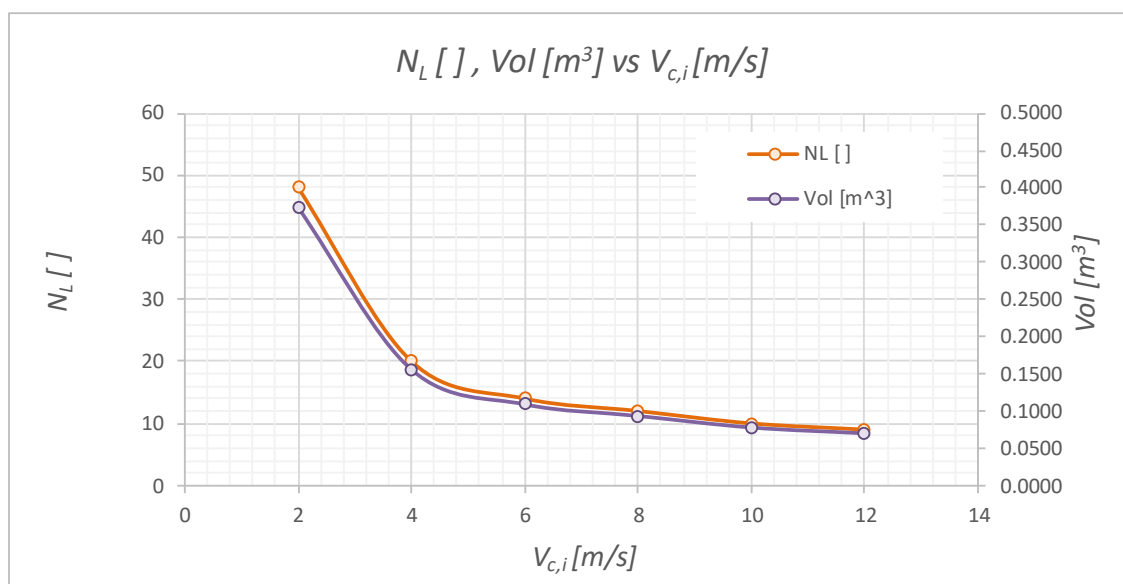


Figura 15. Número de filas en la dirección y volumen total del intercambiador vs velocidad de ingreso de aire. Fuente: Elaboración propia.

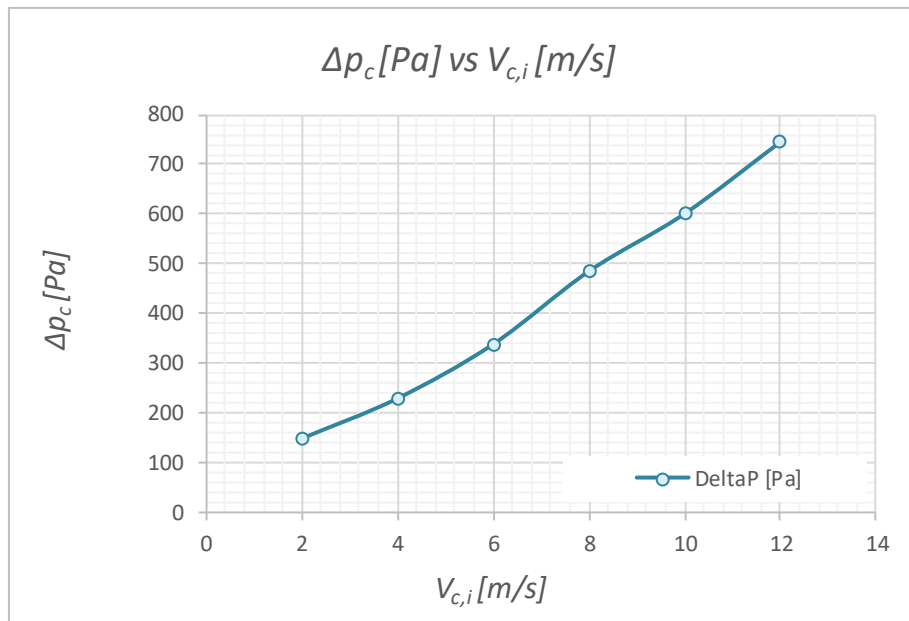


Figura 16. Caída de presión del aire al circular a través del intercambiador vs. velocidad de ingreso de aire. Fuente: Elaboración propia.

3.5. Evaluación los resultados

En las curvas mostradas desde la *Figura 13* hasta la *Figura 16* se aprecia el comportamiento esperado para todas las variables graficadas, así por ejemplo se aprecia que la temperatura superficial externa del banco de tubos es poco sensible al incremento de velocidad y cumple con el pensamiento inicial que el valor de dicha temperatura es un valor muy cercano al valor de la temperatura de saturación del fluido interno.

Las curvas de número de filas en la dirección longitudinal y la del volumen de todo el intercambiador son curvas proporcionales (se diferencian sólo por un coeficiente) esto es claro pues el diseño se basó en un área frontal conocida y por tanto fija, esto supuso que el volumen quede unívocamente relacionado con el número de tubos en la dirección longitudinal.

Para el coeficiente convectivo, se cumple lo esperado, esto es, a mayor velocidad de flujo, mayor capacidad de extracción de calor, es correcto tener en cuenta que este

coeficiente convectivo es el promedio de todo el serpentín, a lo largo de toda su longitud.

Por último, tenemos a la caída de presión, esta curva es particularmente importante pues nos permite seleccionar el equipo de forzamiento de flujo (fan, blower) adecuado para lograr las condiciones de velocidad solicitadas por el diseño y requerimiento térmico del intercambiador.

CAPÍTULO 4 – CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

A partir de correlaciones semi-empíricas y de dos de las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos, a saber, continuidad y energía, en conjunto con las expresiones que definen las variables termodinámicas y de transferencia de calor se logró dimensionar el intercambiador, esto es: determinar el núcleo del banco de tubos y el largo de los tubos; además se determinó como se comportarán las variables adicionales relacionadas con la operación del condensador según los distintos valores de velocidad de incidencia de flujo.

Es adecuado también detallar que:

- Para cumplir con la condición de área frontal específica ($1.51\text{E-}04 \text{ m}^2$, con T y Z conocidos) se determinaron distintos valores del número de filas en la dirección paralela al flujo y por ende distintos valores para el volumen total del intercambiador. En la *Figura 15* se verifica la relación unívoca que existe entre el número de filas mencionado y el volumen total del intercambiador.
- Con ayuda de la *Tabla 14*, la *Figura 13* y la *Figura 15* se aprecia que para cambios de velocidad desde 2 m/s hasta 6 m/s, los valores de la temperatura de salida de flujo de aire y el número de filas necesarias cambian drásticamente: de 36.03 °C hasta 22.01°C para la temperatura (variación del -39%) y de 48 hasta 14 para el número de filas (variación del -71%). Los cambios son más suaves en estas variables para los valores restantes de las velocidades.

- Como extensión del punto anterior, para valores de velocidad de flujo de aire que no generan cambios bruscos en las variables de operación ($V_{c,i} \geq 6 \text{ m/s}$) se tiene que para cambios de velocidad desde 6 m/s hasta 12 m/s (incremento de 100%), la caída de presión incrementa de 338.20 Pa hasta 745.30 Pa (120%)
- A partir de la curva mostrada en la *Figura 16* es posible seleccionar el equipo de forzamiento de flujo: dicha curva corresponde con la curva de pérdidas del sistema, dato que es determinante para la correcta selección de un ventilador. Se debe elegir en primer lugar a qué valor de velocidad de aire debe operar el intercambiador (uno dentro de los evaluados en este estudio), luego de ello, se debe elegir un ventilador cuya curva de operación se interseque con la curva del sistema para un valor de caudal cercano a su caudal de máxima eficiencia (BEP, por sus siglas en inglés)

4.2. Recomendaciones

Debido a la delimitación del estudio planteada en la Sección 1.4. El cálculo realizado ha empleado el enfoque analítico para el cálculo del condensador, basándose para ello en correlaciones semi-empíricas de validez comprobada en los libros especializados de transferencia de calor e intercambiadores de calor. Una alternativa para corroborar los valores de operación obtenidos tras el cálculo es hacer uso de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) y constatar en el modelo virtual las dependencias funcionales apreciadas en la *Tabla 14*.

Otro punto interesante, fuera del enfoque de este estudio, es comparar las dimensiones obtenidas para el condensador con las dimensiones que se obtendrían empleando un núcleo aleteado según los estudios de Kays & London (Kays & London,

1984) y emplear el procedimiento de cálculo $\varepsilon - NUT$ (Incropera & DeWitt, 1999, pág. 613) que resultaría más directo que el mostrado aquí.

BIBLIOGRAFÍA

- Acero Tubo S.A. de C.V. (s.f.). *Tubos de Acero Inoxidable 304L*. Obtenido de <http://www.acero-tubo.com/acero-inoxidable-304l-tubos-proveedores-exportadores.html>
- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2011). *Introduction to Heat Transfer* (6 ed.). John Wiley & Sons, Inc.
- Bolaños Anzules, N., & Vargas Zúñiga, A. (s.f.). *Análisis Experimental del Refrigerante r134a en el Banco de Refrigeración del Laboratorio de Conversión de Energía*. Obtenido de ESPOL: <http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/123456789/1962/3935.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Cia. General de Aceros S.A. (2008). *Aceros Inoxidables Austeníticos*. Obtenido de <https://www.cga.com.co/images/document/ficha-304-304L.pdf>
- Coronel Toro, J. F. (2006). *Colección de Tablas y Gráficas de Instalaciones Frío - Calor*. Obtenido de Universidad de Sevilla. Grupo de Termotecnia: http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/Apuntes/Coleccion_tablas_graficas_IFC.pdf
- Dobson, M. K., & Chato, J. C. (1994). *Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes*. Air Conditioning & Refrigeration Center. University of Illinois.
- F-Chart Software. (s.f.). *Compact Heat Exchanger Library Contents*. Obtenido de Heat Transfer Library From EES Software: http://fchart.com/ees/heat_transfer_library/compact_hx/hs1040.htm

GoodFellow. (s.f.). *Acero Inoxidable (Fe/Cr18/Ni10)*. Obtenido de GoodFellow:

<http://www.goodfellow.com/S/Acero-Inoxidable-AISI-304L.html>

Hastinik, S.A. (s.f.). *Aceros inoxidables y aleaciones especiales. Catálogo general*.

Obtenido de

[http://www.grupohastinik.com/catalogos/Catalogo_Hastinik_General-\(02-15\).pdf](http://www.grupohastinik.com/catalogos/Catalogo_Hastinik_General-(02-15).pdf)

Hesselgreaves, J. E. (2001). *Compact Heat Exchangers. Selection, Design and Operation*. Edinburgh: Pergamon.

Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (4 ed.). (R. Cruz, Trad.) Naucalpan de Juárez: Prentice Hall.

International Centre for Heat and Mass Transfer. (1983). *Heat Exchanger Design Handbook*. Hemisphere Publishing Corporation.

Irestal Group. (s.f.). *Tablas Técnicas del Acero Inoxidable*. Obtenido de Irestal Group:

<http://data.irestal.com/files/files/2012030204152933979.pdf>

Jaramillo, O. A. (20 de Noviembre de 2007). *Intercambiadores de Calor*. Obtenido de

Universidad Nacional Autónoma de México:

<http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>

JN aceros. (s.f.). *Tubos de Acero Inoxidable*. Obtenido de

<http://www.jnaceros.com.pe/index.php/productos/tubos>

Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers. Selection, Rating, and Thermal Design* (3 ed.). Florida: CRC Press.

Kays, W. M., & London, A. L. (1984). *Compact Heat Exchangers* (3 ed.). Nueva York: McGraw-Hill.

- Ludwig, E. (1965). *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants* (Vol. 1). Gulf Publishing Company.
- Obrutsky, A., Acosta, C., Scopelliti, J., Méndez, J., & Penas, P. (2007). *Caracterización de discontinuidades reales en un tubo de acero inoxidable AISI 304L utilizando Corrientes inducidas, Radiografía Industrial y Análisis Metalográfico*. Buenos Aires: Asociación Argentina de Ensayos no Destructivos y Estructurales.
- Parker Hannifin Corporation. Sporlan Division. (s.f.). *Uso de la Tabla P-T como Herramienta de Servicio*. Obtenido de Parker Hannifin Corporation: http://sporlanonline.com/literature/international/s1/10-135_S1.pdf
- Rangel Romero, R., & Quinto Diez, P. (2008). Comparación de los ciclos de refrigeración con R-12 y R-134a. *Memorias del 14 Congreso Internacional Anual de la SOMIM*, (pág. 8). Puebla.
- Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., & Cho, Y. I. (1998). *Handbook of Heat Transfer* (3 ed.). McGraw-Hill.
- Schlichting, H. (1979). *Boundary Layer Theory* (7 ed.). Nueva York: McGraw-Hill.
- Shanghai Katalor Enterprises Co., L. (s.f.). *AISI 304L de tubos de acero inoxidable para el intercambiador de calor*. Obtenido de <http://www.tubo-de-acero.com/aisi-304l-de-tubos-de-acero-inoxidable-para-el-intercambiador-de-calor.html/>
- Van Wylen, G. J., Sonntag, R. E., & Borgnakke, C. (1999). *Fundamentos de Termodinámica*. (C. Sanginés Franchini, Trad.) Balderas: Editorial LIMUSA, S.A. de C.V.

Vidal Robles, E. (s.f.). *Tablas y Diagramas de Propiedades (Sistema Internacional)*.

Obtenido de <https://esmeraldavidal.files.wordpress.com/2014/12/tablas-transferencia-de-calor-y-masa.pdf>

APÉNDICE

A.1. Propiedades termodinámicas del refrigerante R-134a

Tabla A. 1. Propiedades termodinámicas del refrigerante-134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano). Primer grupo de propiedades. Fuente: (*Van Wylen, Sonntag, & Borgnakke, 1999, pág. 786*), (*Coronel Toro, 2006, pág. 14*). Adaptado por el autor

Refrigerante-134a saturado (unidades SI)							
T_{sat} [°C]	P_{sat} [kPa]	Volúmen específico [m^3/kg]		Entalpía [kJ/kg]		Entropía [kJ/kg.K]	
		v_f	v_g	h_f	h_g	s_f	s_g
-50.0	29.5	0.000691	0.605600	135.700	367.600	0.7410	1.7800
-48.0	33.1	0.000694	0.543600	138.200	368.900	0.7520	1.7770
-46.0	37.0	0.000697	0.489100	140.600	370.200	0.7630	1.7740
-44.0	41.4	0.000700	0.441000	143.100	371.500	0.7740	1.7700
-42.0	46.1	0.000702	0.398500	145.600	372.700	0.7850	1.7670
-40.0	51.2	0.000705	0.360800	148.100	374.000	0.7960	1.7640
-38.0	56.9	0.000708	0.327300	150.700	375.300	0.8060	1.7610
-36.0	62.9	0.000711	0.297500	153.200	376.500	0.8170	1.7590
-34.0	69.6	0.000714	0.270900	155.700	377.800	0.8280	1.7560
-32.0	76.7	0.000717	0.247100	158.200	379.100	0.8380	1.7540
-30.0	84.4	0.000720	0.225800	160.800	380.300	0.8490	1.7510
-28.0	92.8	0.000723	0.206700	163.300	381.600	0.8590	1.7490
-26.0	101.7	0.000726	0.189500	165.900	382.800	0.8690	1.7470
-24.0	111.4	0.000730	0.173900	168.500	384.100	0.8800	1.7450
-22.0	121.7	0.000733	0.160000	171.100	385.300	0.8900	1.7430
-20.0	132.8	0.000736	0.147300	173.600	386.500	0.9000	1.7410
-18.0	144.7	0.000740	0.135800	176.200	387.800	0.9100	1.7400
-16.0	157.4	0.000743	0.125400	178.800	389.000	0.9210	1.7380
-14.0	170.9	0.000746	0.116000	181.400	390.200	0.9310	1.7360
-12.0	185.4	0.000750	0.107400	184.100	391.400	0.9410	1.7350
-10.0	200.7	0.000754	0.099500	186.700	392.700	0.9510	1.7330
-8.0	217.1	0.000757	0.092400	189.300	393.900	0.9610	1.7320
-6.0	234.4	0.000761	0.085800	192.000	395.100	0.9710	1.7310
-4.0	252.9	0.000765	0.079800	194.600	396.200	0.9800	1.7290
-2.0	272.4	0.000768	0.074300	197.300	397.400	0.9900	1.7280
0.0	293.0	0.000772	0.069300	200.000	398.600	1.0000	1.7270
2.0	314.8	0.000776	0.064600	202.700	399.800	1.0100	1.7260
4.0	337.9	0.000780	0.060300	205.400	400.900	1.0190	1.7250
6.0	362.2	0.000784	0.056400	208.100	402.100	1.0290	1.7240
8.0	387.9	0.000789	0.052800	210.800	403.200	1.0390	1.7230
10.0	414.9	0.000793	0.049400	213.600	404.300	1.0480	1.7220
12.0	443.3	0.000797	0.046300	216.300	405.400	1.0580	1.7210

Tabla A.1. (Continuación)

Refrigerante-134a saturado (unidades SI)							
T_{sat}	P_{sat}	Volúmen específico [m^3/kg]		Entalpía [kJ/kg]		Entropía [$kJ/kg.K$]	
[$^{\circ}C$]	[kPa]	v_f	v_g	h_f	h_g	s_f	s_g
14.0	473.2	0.000802	0.043400	219.100	406.500	1.0680	1.7200
16.0	504.6	0.000807	0.040700	221.900	407.600	1.0770	1.7200
18.0	537.5	0.000811	0.038300	224.700	408.700	1.0870	1.7190
20.0	572.1	0.000816	0.036000	227.500	409.700	1.0960	1.7180
22.0	608.3	0.000821	0.033800	230.300	410.800	1.1060	1.7170
24.0	646.2	0.000826	0.031800	233.100	411.800	1.1150	1.7160
26.0	685.8	0.000831	0.030000	236.000	412.800	1.1250	1.7160
28.0	727.3	0.000837	0.028200	238.800	413.800	1.1340	1.7150
30.0	770.6	0.000842	0.026600	241.700	414.800	1.1430	1.7140
32.0	815.9	0.000848	0.025100	244.600	415.800	1.1530	1.7140
34.0	863.1	0.000854	0.023700	247.500	416.700	1.1620	1.7130
36.0	912.4	0.000860	0.022400	250.500	417.600	1.1720	1.7120
38.0	963.7	0.000866	0.021100	253.400	418.500	1.1810	1.7120
40.0	1017.1	0.000872	0.020000	256.400	419.400	1.1900	1.7110
42.0	1072.8	0.000879	0.018900	259.400	420.300	1.2000	1.7100
44.0	1130.7	0.000885	0.017800	262.400	421.100	1.2090	1.7100
46.0	1190.9	0.000892	0.016900	265.500	421.900	1.2190	1.7090
48.0	1253.6	0.000900	0.015900	268.500	422.700	1.2280	1.7080
50.0	1318.6	0.000907	0.015100	271.600	423.400	1.2370	1.7070
52.0	1386.2	0.000915	0.014300	274.700	424.100	1.2470	1.7060
54.0	1456.3	0.000923	0.013500	277.900	424.800	1.2560	1.7050
56.0	1529.0	0.000932	0.012800	281.100	425.400	1.2660	1.7040
58.0	1604.5	0.000941	0.012100	284.300	426.000	1.2750	1.7030
60.0	1682.8	0.000950	0.011400	287.500	426.600	1.2850	1.7020
62.0	1763.8	0.000960	0.010800	290.800	427.100	1.2940	1.7010
64.0	1847.9	0.000970	0.010200	294.100	427.600	1.3040	1.7000
66.0	1934.9	0.000980	0.009700	297.400	428.000	1.3140	1.6990
68.0	2025.0	0.000992	0.009100	300.800	428.300	1.3230	1.6970
70.0	2118.2	0.001004	0.008600	304.300	428.600	1.3330	1.6950
75.0	2364.4	0.001038	0.007491	313.513	429.451	1.3592	1.6923
80.0	2633.7	0.001078	0.006446	322.794	429.189	1.3849	1.6862
85.0	2926.5	0.001128	0.005495	332.644	428.084	1.4117	1.6782
90.0	3244.8	0.001195	0.004606	343.380	425.676	1.4440	1.6670
95.0	3591.4	0.001297	0.003729	355.834	420.818	1.4733	1.6498
101.2	4064.0	0.001969	0.001969	390.977	390.977	1.5658	1.5658

Tabla A. 2. Propiedades termodinámicas del refrigerante-134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano). Segundo grupo de propiedades. Fuente: (*Vidal Robles, pág. 855*) datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado

Refrigerante-134a saturado (unidades SI) - Tabla 2									
T	P_{sat}	Calor específico [J/kg.K]		Cond. térmica [W/m.K]		Visc. dinámica [Pa.s]		Nro. de Prandtl []	
[°C]	[kPa]	$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	k_f	k_g	μ_f	μ_g	Pr_f	Pr_g
-40.0	51.2	1254.0	748.6	0.11010	0.00811	4.88E-04	2.55E-06	5.558	0.235
-35.0	66.2	1264.0	764.1	0.10840	0.00862	4.51E-04	3.00E-06	5.257	0.266
-30.0	84.4	1273.0	780.2	0.10660	0.00913	4.18E-04	3.50E-06	4.992	0.299
-25.0	106.5	1283.0	797.2	0.10470	0.00963	3.88E-04	4.05E-06	4.757	0.335
-20.0	132.8	1294.0	814.9	0.10280	0.01013	3.61E-04	4.65E-06	4.548	0.374
-15.0	164.0	1306.0	833.5	0.10090	0.01063	3.37E-04	5.30E-06	4.363	0.415
-10.0	200.7	1318.0	853.1	0.09890	0.01112	3.15E-04	5.98E-06	4.198	0.459
-5.0	243.5	1330.0	873.8	0.09680	0.01161	2.95E-04	6.71E-06	4.051	0.505
0.0	293.0	1344.0	895.6	0.09470	0.0121	2.76E-04	7.47E-06	3.919	0.553
5.0	349.9	1358.0	918.7	0.09250	0.01259	2.59E-04	8.26E-06	3.802	0.603
10.0	414.9	1374.0	943.2	0.09030	0.01308	2.43E-04	9.08E-06	3.697	0.655
15.0	488.7	1390.0	969.4	0.08800	0.01357	2.28E-04	9.92E-06	3.604	0.708
20.0	572.1	1408.0	997.6	0.08560	0.01406	2.14E-04	1.08E-05	3.521	0.763
25.0	665.8	1427.0	1028	0.08330	0.01456	2.01E-04	1.16E-05	3.448	0.819
30.0	770.6	1448.0	1061	0.08080	0.01507	1.89E-04	1.24E-05	3.383	0.877
35.0	887.5	1471.0	1098	0.07830	0.01558	1.77E-04	1.33E-05	3.328	0.935
40.0	1017.1	1498.0	1138	0.07570	0.0161	1.66E-04	1.41E-05	3.285	0.995
45.0	1160.5	1529.0	1184	0.07310	0.01664	1.55E-04	1.49E-05	3.253	1.058
50.0	1318.6	1566.0	1237	0.07040	0.0172	1.45E-04	1.56E-05	3.231	1.123
55.0	1492.3	1608.0	1298	0.06760	0.01777	1.36E-04	1.63E-05	3.223	1.193
60.0	1682.8	1659.0	1372	0.06470	0.01838	1.26E-04	1.70E-05	3.229	1.272
65.0	1891.0	1722.0	1462	0.06180	0.01902	1.17E-04	1.77E-05	3.255	1.362
70.0	2118.2	1801.0	1577	0.05870	0.01972	1.08E-04	1.84E-05	3.307	1.471
75.0	2365.8	1907.0	1731	0.05550	0.02048	9.89E-05	1.91E-05	3.4	1.612
80.0	2635.2	2056.0	1948	0.05210	0.02133	9.01E-05	1.98E-05	3.558	1.81
85.0	2928.2	2287.0	2281	0.04840	0.02233	8.12E-05	2.07E-05	3.837	2.116
90.0	3246.9	2701.0	2865	0.04440	0.02357	7.20E-05	2.19E-05	4.385	2.658
95.0	3594.1	3675.0	4144	0.03960	0.02544	6.19E-05	2.37E-05	5.746	3.862
100.0	3975.1	7959.0	8785	0.03220	0.02989	4.77E-05	2.83E-05	11.77	8.326

A.2. Propiedades termodinámicas del aire

Tabla A. 3. Propiedades del aire como gas ideal. Fuente: (Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011)

Entropía estandar en unidades SI a la presión de 0.1 MPa (1 bar)								
T	T	ρ	c_p	μ	ν	k	α	Pr
[K]	[°C]	[kg/m ³]	[kJ/kg.K]	[N.s/m ²]	[m ² /s]	[W/m.K]	[m ² /s]	[]
100.0	-173.2	3.5562	1.032000	7.11E-06	2.00E-06	9.34E-03	2.54E-06	0.7860
150.0	-123.2	2.3364	1.012000	1.03E-05	4.43E-06	1.38E-02	5.84E-06	0.7580
200.0	-73.2	1.7458	1.007000	1.33E-05	7.59E-06	1.81E-02	1.03E-05	0.7370
250.0	-23.2	1.3947	1.006000	1.60E-05	1.14E-05	2.23E-02	1.59E-05	0.7200
300.0	26.9	1.1614	1.007000	1.85E-05	1.59E-05	2.63E-02	2.25E-05	0.7070
350.0	76.9	0.9950	1.009000	2.08E-05	2.09E-05	3.00E-02	2.99E-05	0.7000
400.0	126.9	0.8711	1.014000	2.30E-05	2.64E-05	3.38E-02	3.83E-05	0.6900
450.0	176.9	0.7740	1.021000	2.51E-05	3.24E-05	3.73E-02	4.72E-05	0.6860
500.0	226.9	0.6964	1.030000	2.70E-05	3.88E-05	4.07E-02	5.67E-05	0.6840
550.0	276.9	0.6329	1.040000	2.88E-05	4.56E-05	4.39E-02	6.67E-05	0.6830
600.0	326.9	0.5804	1.051000	3.06E-05	5.27E-05	4.69E-02	7.69E-05	0.6850
650.0	376.9	0.5356	1.063000	3.23E-05	6.02E-05	4.97E-02	8.73E-05	0.6900
700.0	426.9	0.4975	1.075000	3.39E-05	6.81E-05	5.24E-02	9.80E-05	0.6950
750.0	476.9	0.4643	1.087000	3.55E-05	7.64E-05	5.49E-02	1.09E-04	0.7020
800.0	526.9	0.4354	1.099000	3.70E-05	8.49E-05	5.73E-02	1.20E-04	0.7090
850.0	576.9	0.4097	1.110000	3.84E-05	9.38E-05	5.96E-02	1.31E-04	0.7160
900.0	626.9	0.3868	1.121000	3.98E-05	1.03E-04	6.20E-02	1.43E-04	0.7200
950.0	676.9	0.3666	1.131000	4.11E-05	1.12E-04	6.43E-02	1.55E-04	0.7230
1000.0	726.9	0.3482	1.141000	4.24E-05	1.22E-04	6.67E-02	1.68E-04	0.7260
1100.0	826.9	0.3166	1.159000	4.49E-05	1.42E-04	7.15E-02	1.95E-04	0.7280
1200.0	926.9	0.2902	1.175000	4.73E-05	1.63E-04	7.63E-02	2.24E-04	0.7280
1300.0	1026.9	0.2679	1.189000	4.96E-05	1.85E-04	8.20E-02	2.57E-04	0.7190
1400.0	1126.9	0.2488	1.207000	5.30E-05	2.13E-04	9.10E-02	3.03E-04	0.7030
1500.0	1226.9	0.2322	1.230000	5.57E-05	2.40E-04	1.00E-01	3.50E-04	0.6850
1600.0	1326.9	0.2177	1.248000	5.84E-05	2.68E-04	1.06E-01	3.90E-04	0.6880
1700.0	1426.9	0.2049	1.267000	6.11E-05	2.98E-04	1.13E-01	4.35E-04	0.6850
1800.0	1526.9	0.1935	1.286000	6.37E-05	3.29E-04	1.20E-01	4.82E-04	0.6830
1900.0	1626.9	0.1833	1.307000	6.63E-05	3.62E-04	1.28E-01	5.34E-04	0.6770
2000.0	1726.9	0.1741	1.337000	6.89E-05	3.96E-04	1.37E-01	5.89E-04	0.6720
2100.0	1826.9	0.1658	1.372000	7.15E-05	4.31E-04	1.47E-01	6.46E-04	0.6670
2200.0	1926.9	0.1582	1.417000	7.40E-05	4.68E-04	1.60E-01	7.14E-04	0.6550
2300.0	2026.9	0.1513	1.478000	7.66E-05	5.06E-04	1.75E-01	7.83E-04	0.6470
2400.0	2126.9	0.1448	1.558000	7.92E-05	5.47E-04	1.96E-01	8.69E-04	0.6300
2500.0	2226.9	0.1389	1.665000	8.18E-05	5.89E-04	2.22E-01	9.60E-04	0.6130
3000.0	2726.9	0.1135	2.726000	9.55E-05	8.41E-04	4.86E-01	1.57E-03	0.5360

A.3. Metodología para interpolación de datos para las propiedades de las sustancias

En general, la información tabular de las propiedades de las sustancias que se encuentra en diversos handbooks, libros introductorios y/o libros especializados, muestran los valores dependientes en función de una variable independiente.

En el Apéndice A.2 por ejemplo, se listan los valores diversas propiedades del aire para distintos valores de temperatura (variable independiente).

Los valores discretos de la variable independiente en esas tablas no siempre coinciden con el valor de interés para un caso particular. Sin embargo, es muy importante identificar en la tabla los valores discretos más próximos, esto es, valores menor y mayor más cercanos al valor de interés. Con estos valores identificados se procede a realizar una interpolación para aproximar el valor de la variable dependiente correspondiente al valor de interés de la variable independiente.

A pesar que es posible identificar fácilmente mediante gráficas si la dependencia funcional entre variable dependiente e independiente tiene tendencia lineal, polinomial, potencial o exponencial; es aceptable considerar que la relación funcional puede aproximarse como una sucesión de tramos rectos, es decir, que entre fila y fila de los datos de la tabla, la forma de la dependencia funcional es una línea recta.

Tomando en cuenta ello, el valor de una variable dependiente (y) para cierto valor de la variable independiente (x) situado entre dos valores conocidos de una tabla $((a, c)$ y (b, d)) será:

$$y = c + \left(\frac{d - c}{b - a} \right) (x - a)$$

Gráficamente, lo anterior expuesto sería:

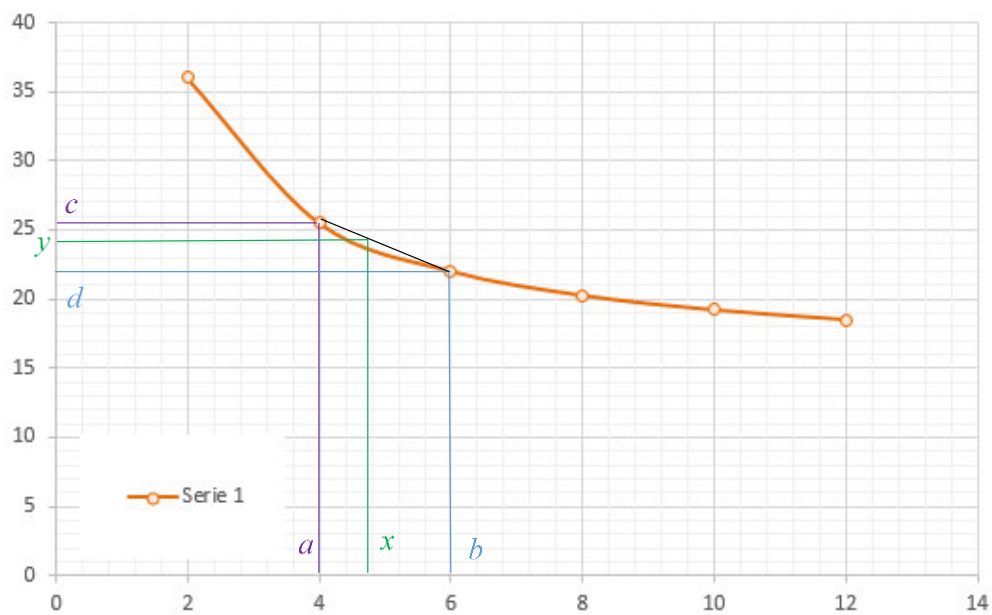


Figura A. 1. Interpolación lineal entre dos valores conocidos de una tabla.

Se puede apreciar claramente que mientras menos lineal sea el comportamiento de la relación funcional (curva naranja), la aproximación mediante interpolación lineal (recta negra) es cada vez menos precisa. A pesar de ello, la aproximación por interpolación lineal resulta sencilla y con precisión aceptable para los fines de este estudio en aquellas situaciones en donde no se muestre explícitamente la alta no linealidad de una relación funcional.

A.4. Metodología para la obtención precisa de valores de f y X a partir de curvas experimentales

De las referencias bibliográficas (Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011) se obtuvo la *Figura 2* y la *Figura 3* que se muestran de nuevo aquí:

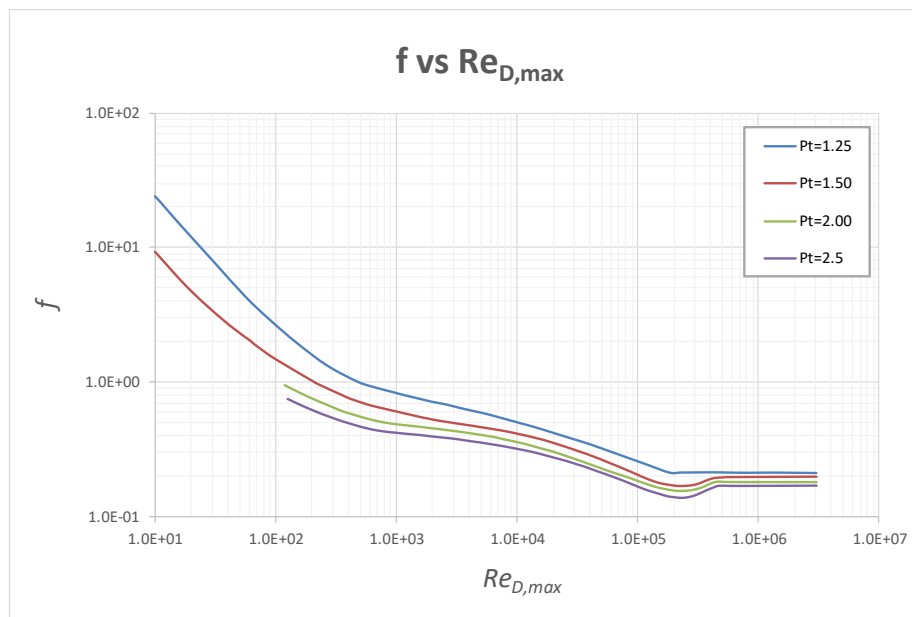


Figura 2 (repetida). Factor de pérdida de presión para banco de tubos. Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, págs. 382, Fig.7.13)

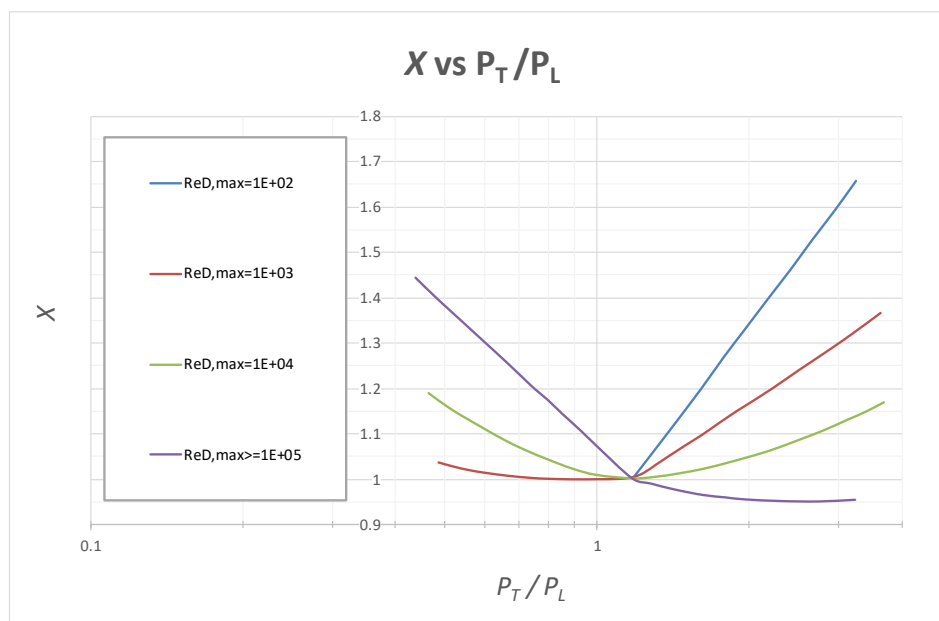


Figura 3 (repetida). Factor de corrección de pérdida de presión para banco de tubos. Fuente: (Incropera & DeWitt, 1999, págs. 383, Fig.7.14)

Ambos gráficos han sido adaptados por el autor, esto es, se capturó punto a punto las curvas que se aprecian en las gráficas de la referencia bibliográfica para poder conseguir esta data de forma tabular y poder plantear un esquema de interpolación similar (mas no igual) al visto en el Apéndice A.3.

Para la recolección punto a punto se hizo uso de software CAD (ANSYS SpaceClaim Direct Modeler, bajo el licenciamiento libre ANSYS Student) con la finalidad de garantizar la precisión. La técnica empleada aquí consiste en escalar las imágenes obtenidas de la referencia, para luego hacer uso de las herramientas de medición de longitudes:

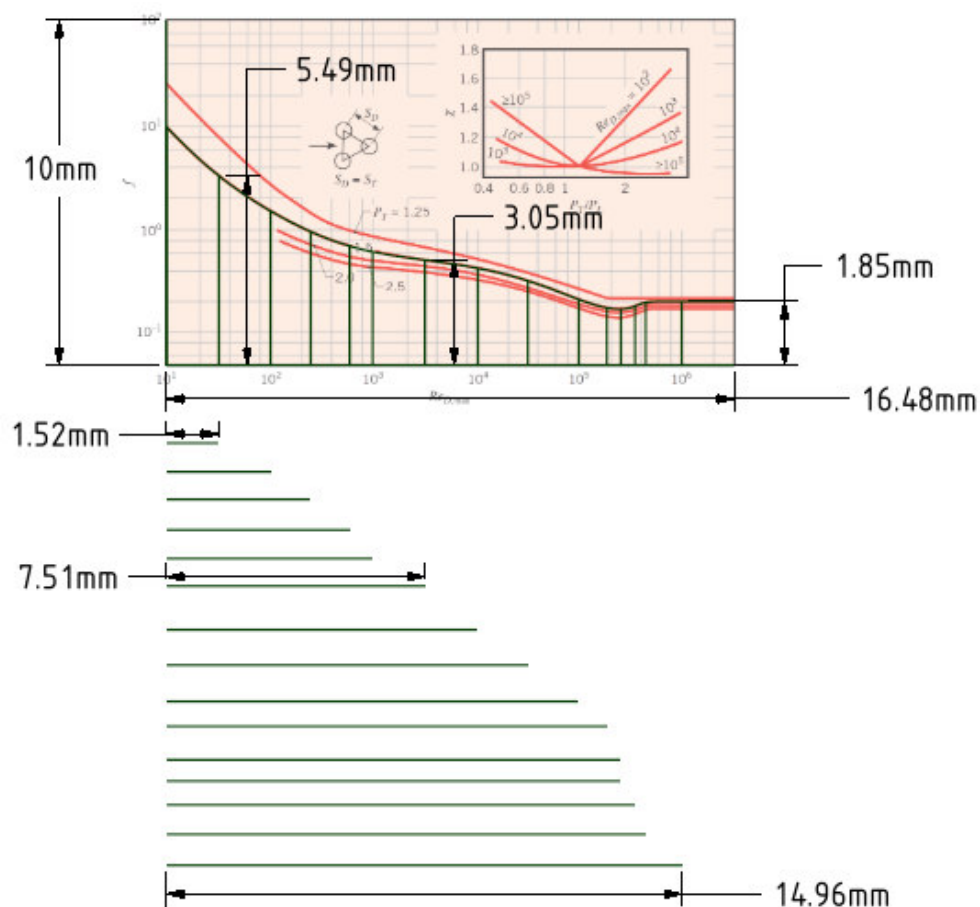


Figura A. 2. Proceso de extracción de información de curvas punto a punto

En este proceso de extracción de información punto a punto es importante apreciar la tendencia de la relación funcional, para el caso de f las curvas se muestran en una gráfica log-log y para el caso de X las curvas se muestran en una gráfica log-lineal (semi-logarítmica). Esta observación es muy importante ya que permite conocer si el dato extraído de la gráfica es el valor directo de la variable (eje lineal) o si el valor a extraer es el exponente en base 10 que se corresponde con el valor de la variable (escala logarítmica).

Aplicando una interpolación lineal sobre el plano log-log se tiene:

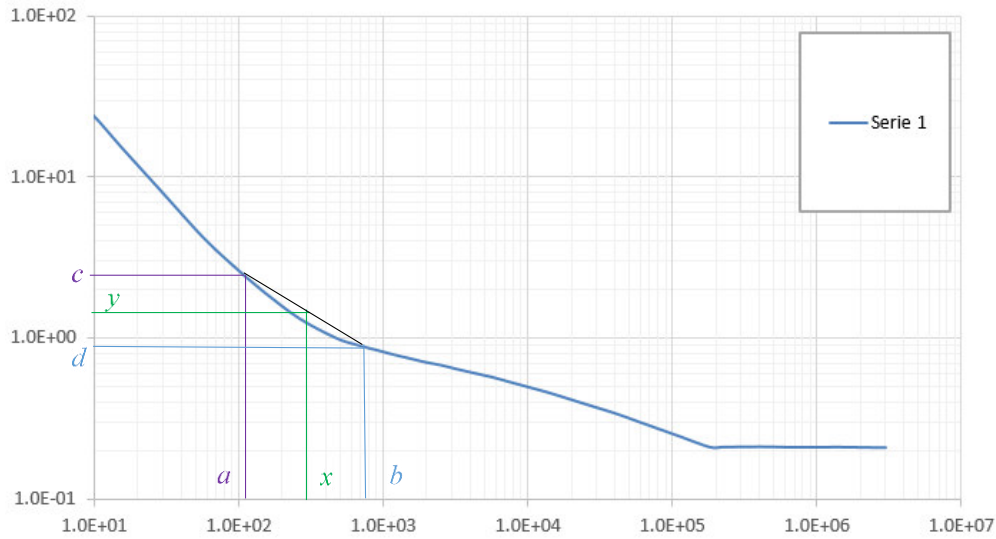


Figura A. 3. Interpolación lineal sobre el plano log-log

Donde el valor de y se obtiene de:

$$\text{Log}(y) = \text{Log}(c) + \left(\frac{\text{Log}(d) - \text{Log}(c)}{\text{Log}(b) - \text{Log}(a)} \right) (\text{Log}(x) - \text{Log}(a))$$

$$\Rightarrow y = 10^{\left[\text{Log}(y) = \text{Log}(c) + \left(\frac{\text{Log}(d) - \text{Log}(c)}{\text{Log}(b) - \text{Log}(a)} \right) (\text{Log}(x) - \text{Log}(a)) \right]}$$

Aplicando una interpolación lineal sobre el plano log-lineal se tiene:

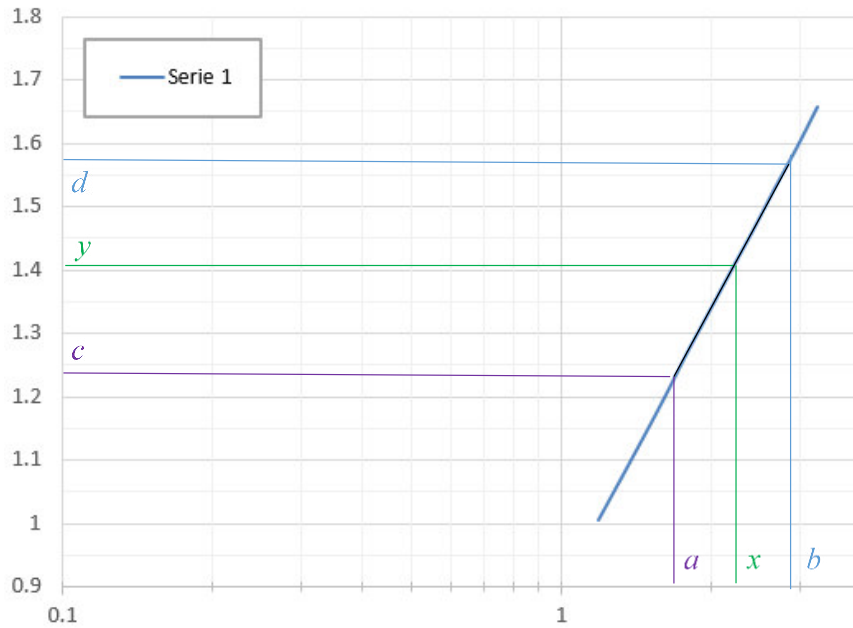


Figura A. 4. Interpolación lineal sobre el plano log-lineal

Donde el valor de y se obtiene de:

$$y = c + \left(\frac{d - c}{\text{Log}(b) - \text{Log}(a)} \right) (\text{Log}(x) - \text{Log}(a))$$

Empleando el procedimiento y las fórmulas vistas en esta sección, y usando la herramienta Microsoft Excel 2013 el proceso de identificación de f y X quedó completamente automatizado, logrando un enfoque más preciso y eficaz que el enfoque de determinación visual de valores a partir de las gráficas originales de la bibliografía.

El enfoque empleado permitió además localizar sobre las gráficas los valores correspondientes a las condiciones del problema, así, para $V_{c,i} = 8 \text{ m/s}$ en la *Figura 7* y *Figura 8* los valores para f y X se aprecian como círculos rojos.

En las imágenes siguientes se da una vista parcial de las mencionadas hojas de cálculo:

Resultados	P_T		$f(Re_{D,max}, P_T)$
	1.25000	0.44261	
	1.50000	0.37125	
	2.00000	0.31866	
P_{T1} P_{T2}	2.00000 $f(P_{T1})$		0.28878
	2.50000 $f(P_{T2})$		0.31866
	$f(Re_{D,max}, P_T)$		0.30506

FACTOR DE PÉRDIDA DE PRESIÓN PARA BANCO DE TUBOS f

Factor de medición Re	$l_{y,gral}[mm]$	16.48000
	$\text{Log}(Re_{min})$	1.00000
Factor de medición f	$l_{y,gral}[mm]$	6.51171
	$\text{Log}(f_{min})$	10.00000
$Re_{D,max}$ P_T	$\text{Log}(f_{min})$	-1.32609
	$\text{Log}(f_{max})$	2.00000
$Re_{D,max}$		1.67E+04
P_T		2.22

P_T		Medición		2.50	
$\Delta Re_{D,max}$ [mm]	Δf [mm]	$Re_{D,max}$ [mm]	f [mm]	$Re_{D,max}$ [mm]	f [mm]
3.28530	3.61470	1.2553E+02	0.75196		
3.47510	3.53410	1.4529E+02	0.70694		
3.67950	3.45010	1.7006E+02	0.66290		
3.93440	3.35190	2.0594E+02	0.61487		
4.16460	3.26870	2.4708E+02	0.57691		
4.42100	3.18490	3.0102E+02	0.54105		
4.61040	3.12460	3.4829E+02	0.51663		
4.77760	3.07810	3.9615E+02	0.49856		
5.05220	3.00490	4.8944E+02	0.47138		
5.27970	2.95200	5.8316E+02	0.45266		
5.47400	2.91690	6.7728E+02	0.44066		
5.64540	2.89260	7.7285E+02	0.43253		
5.81880	2.87250	8.8332E+02	0.42592		
5.96390	2.86090	9.8768E+02	0.42216		
6.24800	2.83430	1.2292E+03	0.41364		
6.56540	2.80900	1.5696E+03	0.40571		
6.96830	2.76660	2.1406E+03	0.39274		
7.24340	2.74230	2.6457E+03	0.38550		
7.51160	2.71360	3.2577E+03	0.37712		
7.81210	2.67240	4.0964E+03	0.36541		
8.06040	2.64260	4.9635E+03	0.35716		
8.33650	2.60250	6.1394E+03	0.34636		
8.53550	2.57390	7.1562E+03	0.33886		
8.67830	2.55070	7.9881E+03	0.33289		
8.99750	2.46650	1.0214E+04	0.31935		
9.30170	2.44120	1.2910E+04	0.30611		

P_T		Medición		2.00	
$\Delta Re_{D,max}$ [mm]	Δf [mm]	$Re_{D,max}$ [mm]	f [mm]	$Re_{D,max}$ [mm]	f [mm]
3.21130	3.92190	1.1858E+02	0.95142		
3.57700	3.75790	1.5715E+02	0.83873		
3.93300	3.60800	2.0672E+02	0.74811		
4.29510	3.47030	2.7202E+02	0.67323		
4.64270	3.34120	3.5706E+02	0.60985		
4.77700	3.30270	3.9597E+02	0.59213		
4.90770	3.26760	4.3790E+02	0.57643		
5.28240	3.16890	5.8437E+02	0.53446		
5.64520	3.09510	7.7723E+02	0.50509		
5.96890	3.05050	9.9404E+02	0.48813		
6.27550	3.02020	1.2555E+03	0.47693		
6.55940	2.99310	1.5624E+03	0.46714		
6.77460	2.96200	1.8440E+03	0.45866		
6.97390	2.94950	2.1498E+03	0.45145		
7.28250	2.91340	2.7666E+03	0.43948		
7.52650	2.88630	3.2902E+03	0.43045		
7.81510	2.84810	4.1091E+03	0.41804		
8.07290	2.81760	5.0115E+03	0.40863		
8.33760	2.77440	6.1446E+03	0.39510		
8.50180	2.74420	6.9792E+03	0.38606		
8.67720	2.70750	7.9813E+03	0.37536		
8.99930	2.64540	1.0228E+04	0.35793		
9.26460	2.58620	1.2547E+04	0.34206		
9.47240	2.53590	1.4724E+04	0.32853		
9.67490	2.48410	1.7209E+04	0.31633		
9.86620	2.43630	1.9940E+04	0.30496		

P_T		Medición		1.50	
$\Delta Re_{D,max}$ [mm]	Δf [mm]	$Re_{D,max}$ [mm]	f [mm]	$Re_{D,max}$ [mm]	f [mm]
0.00000	6.90000	1.0000E+01	9.30921		
0.30480	6.59370	1.2646E+01	7.36366		
0.67080	6.22870	1.6763E+01	5.56715		
0.99290	5.93930	2.1482E+01	4.46042		
1.24230	5.72990	2.6031E+01	3.79951		
1.83670	5.26490	4.1142E+01	2.66112		
2.35850	4.91460	6.1489E+01	2.03494		
2.42660	4.80060	6.4800E+01	1.95250		
2.72760	4.65820	8.1704E+01	1.67213		
3.02350	4.48220	1.0261E+02	1.46127		
3.93290	3.95800	2.0671E+02	1.00852		
4.08090	3.92770	2.3166E+02	0.95365		
4.78170	3.64020	3.9740E+02	0.76679		
4.86630	3.60970	4.2416E+02	0.74938		
5.28430	3.48540	5.8523E+02	0.68106		
5.64440	3.40510	7.7225E+02	0.64044		
5.96850	3.33700	9.9118E+02	0.60789		
6.32160	3.26390	1.3009E+03	0.57480		
6.96510	3.13960	2.1333E+03	0.52260		
7.81630	3.02210	4.1129E+03	0.47763		
8.33530	2.94700	6.1377E+03	0.45093		
8.67700	2.89510	7.9801E+03	0.43336		
9.00110	2.83410	1.0424E+04	0.41358		
9.44080	2.74920	1.4370E+04	0.38350		
9.86830	2.63440	1.9973E+04	0.35493		
10.71240	2.38050	3.8260E+04	0.29221		

P_T		Medición		1.25	
$\Delta Re_{D,max}$ [mm]	Δf [mm]	$Re_{D,max}$ [mm]	f [mm]	$Re_{D,max}$ [mm]	f [mm]
0.00000	8.13870	1.0000E+01	24.03895		
0.17170	7.97010	1.1414E+01	21.12699		
0.56930	7.55770	1.5502E+01	15.40529		
1.44060	6.69160	3.0325E+01	7.93592		
2.23080	5.90660	5.5708E+01	4.35010		
2.82250	5.39920	8.7898E+01	2.94940		
3.51970	4.86040	1.5037E+02	1.95220		
4.36160	4.36230	2.6625E+02	1.33307		
5.00350	4.00640	4.7142E+02	1.01502		
5.41040	3.88210	6.4491E+02	0.92285		
5.85590	3.77610	9.0866E+02	0.85090		
6.19560	3.69520	1.1806E+03	0.79978		
6.58550	3.61140	1.5941E+03	0.75006		
6.87400	3.54930	1.9907E+03	0.71522		
7.20430	3.49270	2.5672E+03	0.64888		
7.56290	3.41160	3.3837E+03	0.64364		
7.89910	3.34340	4.3837E+03	0.61088		
8.24340	3.27350	5.7147E+03	0.57904		
8.58750	3.18850	7.4486E+03	0.54255		
9.01860	3.08200	1.0381E+04	0.50005		
9.42910	2.98050	1.4241E+04	0.46265		
9.89250	2.85800	2.0348E+04	0.41880		
10.33800	2.72600	2.8676E+04	0.38072		
10.78200	2.60160	4.0366E+04	0.34612		
11.20220	2.46660	5.5790E+04	0.31212		
11.54260	2.35720	7.2511E+04	0.28704		

Figura A. 5. Vista parcial de la hoja de cálculo para la determinación de f

Resultados	$Re_{D,max}$	$X(P_1/P_1)$
	1.00E+02	#N/A
	1.00E+03	1.0025
	1.00E+04	1.0310
	1.00E+05	1.14236
$Re_{D,max,1}$ $Re_{D,max,2}$ $X(P_1/P_1, Re_{D,max})$	1.00E+04 1.00E+05 $X(Re_{D,max,1})$ $X(Re_{D,max,2})$	1.0310 1.14236

FACTOR DE CORRECCIÓN DE PÉRDIDA DE PRESIÓN PARA BANCO DE TUBOS

Factor de medición	$L_{eq,gal}[mm]$	15.91810
P_1/P_1	$\log(P_1/P_{min})$	-0.39794
	$\log(P_1/P_{max})$	0.60206
Factor de medición X	$L_{eq,gal}[mm]$	10.00000
	X_{min}	0.92000
	X_{max}	1.80000
$Re_{D,max,1}$		1.67E+04
P_1/P_1		0.86

$Re_{D,max}$		$1E+03$		$1E+04$		$1E+05$	
Medición		ΔX		ΔX		ΔX	
$\Delta(P_1/P_1)$		$[mm]$		$[mm]$		$[mm]$	
X		$[]$		$[]$		$[]$	
1.35050	1.32940	0.4863	1.03699	1.03650	0.4647	1.18872	1.44422
1.84520	1.22090	0.5224	1.02744	1.67890	2.69740	0.5100	1.15737
2.31590	1.13650	0.5592	1.02001	2.24530	2.42320	0.5535	1.13324
2.82760	1.06900	0.6021	1.01407	2.82930	2.15490	0.6023	1.10963
3.52650	0.99630	0.6662	1.00767	3.40740	1.89820	0.6548	1.08704
4.24580	0.94330	0.7392	1.00301	4.03810	1.65320	0.7174	1.06548
4.77340	0.92100	0.7979	1.00105	4.78140	1.40610	0.7988	1.04374
5.56500	0.90660	0.8847	0.99978	5.58730	1.16690	0.8976	1.02269
6.32910	0.90900	0.9992	0.99999	6.32900	1.01520	0.9992	1.00934
7.05260	0.91930	1.1095	1.00900	7.44960	0.93030	1.1750	1.00187
7.45090	0.95910	1.1753	1.00440	8.17920	0.97060	1.3058	1.00541
7.79740	1.06660	1.2357	1.01386	8.89280	1.05350	1.4478	1.01271
8.19960	1.28140	1.3097	1.03276	9.67730	1.17030	1.6218	1.02299
8.73010	1.56080	1.4142	1.05735	10.38050	1.31010	1.7955	1.03529
9.14920	1.77660	1.5025	1.07634	10.96510	1.43820	1.9539	1.04656
9.64700	2.02730	1.6147	1.09840	11.76900	1.62690	2.1949	1.06317
10.15750	2.31060	1.7385	1.12333	12.63390	1.88020	2.4874	1.08546
10.72800	2.61780	1.8880	1.15037	13.45720	2.13340	2.8020	1.10774
10.96300	2.73320	1.9533	1.16052	14.20390	2.39710	3.1216	1.13094
11.82400	3.17190	2.2124	1.19913	14.78580	2.60140	3.3957	1.14892
12.67230	3.63740	2.5012	1.24009	15.35150	2.83500	3.6852	1.16948
13.64520	4.15600	2.8792	1.28573				
14.43780	4.59770	3.2290	1.32460	$(P_1/P_1)_1$	0.7968 $X(P_1/P_1)_1$	1.04374	
15.24740	5.07230	3.6302	1.36636	$(P_1/P_1)_2$	0.8976 $X(P_1/P_1)_2$	1.02269	
				$X(P_1/P_1) [Re_{D,max}=1E+04]$		1.0310	

$(P_1/P_1)_1$	0.7979 $X(P_1/P_1)_1$	1.00105
$(P_1/P_1)_2$	0.8947 $X(P_1/P_1)_2$	0.99978
$X(P_1/P_1) [Re_{D,max}=1E+03]$		1.003

$Re_{D,max}$	$X(P_1/P_1)$	$X(P_1/P_1)$
1.00E+02	#N/A	#N/A
1.00E+03	1.0025	1.0025
1.00E+04	1.0310	1.0310
1.00E+05	1.14236	1.14236
$Re_{D,max,1}$	$X(Re_{D,max,1})$	1.0310
$Re_{D,max,2}$	$X(Re_{D,max,2})$	1.14236
$X(P_1/P_1, Re_{D,max})$		1.03929

$(P_1/P_1)_1$	0.8514 $X(P_1/P_1)_1$	1.14534
$(P_1/P_1)_2$	0.9289 $X(P_1/P_1)_2$	1.10681
$X(P_1/P_1) [Re_{D,max}=1E+05]$		1.1424

Figura A. 6. Vista parcial de la hoja de cálculo para la determinación de X